

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК 62-2

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему : Підвищення демпфіруючої здатності розточування борштанги
токарно-карусельного верстата

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

Стрільцов Віталій Сергійович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник _____ д.т.н., професор Шевченко О.В.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з розділу _____

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент:

Охріменко О.А.

_____ (посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ - 2018

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів,
роботів і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)
“ ” 2017 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Стрільцову Віталію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Підвищення демпфіруючої здатності розточування борштанги токарно-карусельного верстата

науковий керівник дисертації д.т.н., професор Шевченко О.В.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с**

2. Термін подання студентом дисертації: 10 грудня 2018 року

3. Об'єкт дослідження: процес розточування деталей на токарно-карусельному верстаті

4. Предмет дослідження: токарно-карусельний верстат

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: 1. Підвищення вібростійкості розточування на токарно-карусельному верстаті; 2. Огляд відомих конструкцій розточувальних борштанг; 3. Технічний опис токарно-карусельного верстата; 4. Розробка конструкції борштанги; 5. Теоретичні та експериментальні дослідження.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

1. Патентний пошук – А1. 2. Кінематика верстата – А1. 3. Коробка швидкостей верстата – А1. 4. Планшайба – А1. 5. Розрахунки в середовищі MATLAB – А1. 6. Креслення борштанги – А1. 7. Результати моделювання в середовищі Autodesk Inventor – А1. 8. Практичні дослідження – А1.

7. Орієнтовний перелік публікацій

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Конструкторська частина	Шевченко Олександр Віталійович д.т.н., професор		

9. Дата видачі завдання: 29.09.17

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Розрахунок вузлів верстата	17.10.17	
2.	Патентний пошук	20.11.17	
3.	Розрахунок математичної моделі	22.12.17	
4.	Розробка конструкції борштанги	05.02.18	
5.	Створення твердотільної моделі борштанги з орієнтованою жорсткістю	16.03.18	
6.	Розрахунок твердотільної моделі	27.04.18	
7.	Практичні дослідження	15.06.18	
8.	Аналіз розрахунків	28.09.18	
9.	Оформлення пояснювальної записки	23.11.18	

Студент _____ Стрільцов В.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ Шевченко О.В. д.т.н., професор

В дипломному проекті розглянуто причини виникнення автоколивань під час різання, виконано огляд відомих пристроїв для підвищення динамічної якості токарної обробки та запропоновано нову конструкцію борштанги з орієнтованою жорсткістю, яка підвищить вібростійкість токарної обробки. Розроблена та розрахована твердотільна модель консольної борштанги методом скінченних елементів.

Актуальність. Особливістю обробки консольним інструментом є легкість виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів.

При токарній обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. Це обумовлено суттєвим впливом такого оснащення на роботу всієї технологічної системи верстата.

Тема. Підвищення демпфіруючої здатності розточування борштанги токарного-карусельного верстата.

Метою проекту є дослідження борштанги з орієнтованою жорсткістю, яка дозволить підвищити вібростійкість токарної обробки.

Задачі:

- напрямки підвищення вібростійкості токарної обробки;
- аналіз відомих методів підвищення вібростійкості токарної обробки;
- розрахунок основних вузлів верстата;
- розробка твердотільної моделі борштанги;
- розрахунок твердотільної борштанги методом скінченних елементів.

Об'єкт дослідження: вібростійкість токарної обробки.

Предмет дослідження: борштанга з орієнтованою жорсткістю.

Висновки:

1. Розглянуто причини виникнення автоколивань під час різання.

2. Виконано огляд відомих пристроїв для підвищення динамічної якості токарної обробки.
3. Виконано розрахунки вузлів та механізмів токарного верстата з ЧПК, як базового для дослідження.
4. Запропоновано нову конструкцію борштанги з орієнтованою жорсткістю, яка підвищить вібростійкість токарної обробки.
5. У середовищі Autodesk Inventor розроблена і розрахована твердотільна модель консольної борштанги методом скінченних елементів.
6. Проведені теоретичні дослідження впливу конструктивних розмірів розточувальної борштанги на її статичні характеристики.

Abstract

In a diploma project reasons of origin of self-excited oscillations are considered during cutting, the review of well-known devices is executed for the increase of dynamic quality of lathe treatment and the new construction of borshtanha offers with the oriented inflexibility that will promote vibration of lathe treatment. A твердотельная model is worked out and expected cantilever the borshtanha method of eventual elements.

Actuality. The feature of treatment a cantilever instrument is lightness of origin of vibrations at cutting, that reduces exactness, quality and productivity of treatment of details, limits technological possibilities of machine-tools.

At lathe treatment a non-rigid cantilever instrumental equipment a fight against harmful vibrations especially is actual. It contingently substantial influence of such equipment on work of all technological system of machine-tool.

Theme. Increase of damping ability of boring bars boring lathe-carousel machine.

The aim of project is research of borshtanha with the oriented inflexibility that will allow to promote vibration of lathe treatment.

Tasks:

- are directions of increase of vibration of lathe treatment;
- it is an analysis of well-known methods of increase of vibration of lathe treatment;
- it is a calculation of basic knots of machine-tool;
- it is development of твердотельной model of borshtanha;
- it is a calculation tverdotelnaya the borshtanha method of eventual elements.

Research object: vibration of lathe treatment.

Article of research : borshtanha with the oriented inflexibility

Conclusions:

1. Reasons of origin of self-excited oscillations are considered during cutting.
2. The review of well-known devices is executed for the increase of dynamic quality of lathe treatment.
3. The calculations of knots and mechanisms are executed lathe machine-tool with ЧПУ, as base for research.
4. The new construction of borshtanha offers with the oriented inflexibility that will promote vibration of lathe treatment.
5. In an environment Autodesk Inventor is worked out and expected tverdotelnaya model cantilever the borshtanha method of eventual elements.
6. Theoretical studies of influence of structural sizes of rastochnaya borshtanha are undertaken on her static descriptions.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1. Напрямки підвищення вібростійкості при токарній обробці.....	9
1.1. Причини виникнення автоколивань при різанні.....	9
1.2. Напрямки покращення динамічних властивостей пружної системи верстата.....	17
2. Аналіз відомих методів та засобів з підвищення вібростійкості токарної обробки.....	19
3. Особливості компоновки токарно-карусельних верстатів.....	38
4. Розрахунки вузлів та механізмів верстата.....	48
4.1. Перевірочний розрахунок двигуна привода подач по тяговій здатності.....	48
4.2. Розрахунок плавності переміщення супорта.....	53
4.3. Висновки до розділу.....	55
5. Математична модель процесу розточування консольною борштангою на токарно-карусельному верстаті.....	57
5.1 Реалізація математичної моделі процесу розточування борштангою на токарно-карусельному верстаті.....	61
5.2 Теоретичне визначення впливу орієнтації головних осей жорсткості пружної системи консольної борштанги на формоутворення при розточування на токарно-карусельному верстаті.....	65
6. Результати моделювання розточувальної борштанги з орієнтованою жорсткістю.....	70
6.1 Результати дослідження динамічних характеристик розточувальної борштанги.....	77
Висновки.....	83
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	84

Вступ

Одним з розповсюджених видів обробки на токарних верстатах є обробка нежорстким консольним інструментальним оснащенням, до якого відносяться оправки, різцетримачі, борштанги, а також спеціальне інструментальне оснащення з мікрорегулюванням різального інструменту та пристрої для дроблення стружки в процесі різання.

Особливістю обробки консольним інструментом є легкість виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів.

При токарній обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. Це обумовлено суттєвим впливом такого оснащення на роботу всієї технологічної системи верстата.

Забезпечення необхідної вібростійкості верстатів, що працюють нежорстким інструментом, може здійснюватись за допомогою наступних заходів: 1) підвищенням статичної жорсткості інструментального оснащення, власної частоти коливань та демпфірування шляхом раціонального вибору його конструктивних параметрів; 2) оптимальною орієнтацією головних осей жорсткості пружної системи інструменту; 3) використанням демпферів та динамічних гасників коливань; 4) регулюванням жорсткості пружної системи інструменту.

Вибір раціональних параметрів інструментального оснащення шляхом забезпечення необхідних динамічних характеристик дозволяє суттєвого покращити пружно-демпфіруючі властивості та підвищити вібростійкість технологічної системи верстата.

1. НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ПРИ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ

Найважливішими вимогами, котрим повинен задовольняти будь-який металорізальний верстат є можливість забезпечення потрібної точності обробки та якості обробленої поверхні при високій продуктивності. Цим обумовлена основна тенденція сучасного верстатобудування – підвищення швидкості головного руху різання і швидкостей формоутворюючих рухів. Наприклад, швидкості різання сучасних токарних верстатів сягають величин 20-30 м/с і вище, а завдяки підвищенню характеристик формоутворюючих приводів подач верстатів з ЧПУ та систем управління значно розширився діапазон можливих величин подач. В результаті, для виконання вимог з точності та якості обробки при високій продуктивності головною стає проблема підвищення жорсткості, вібросталості верстатів, покращення динамічних характеристик технологічної оброблювальної системи (ТОС).

1.1 Причини виникнення автоколивань при різанні

Втрата вібростійкості еквівалентної пружної системи (ЕПС) верстата при різанні на практиці зустрічається дуже часто. Це виражається в «підриванні» інструментів (аперіодична нестійкість) або у виникненні автоколивань.

Автоколивання при різанні ведуть до різкого зниження чистоти і точності оброблюваної поверхні, стійкості інструмента, довговічності верстата і, у кінцевому рахунку, до зниження продуктивності праці.

Збудником автоколивань при різанні є залежність сили різання або її складових від параметрів різання (швидкості, дійсних кутів різання і т.п.), або, інакше, наявність зв'язків її узагальнених координат. Розрізняють зв'язки статичні (за координатами), швидкісні (за першою похідною координати від часу) і динамічні, інерційні (за другою похідною координати від часу). Різноманіття форм зв'язку виражається в: 1) наявності власної нестійкості пружної системи; 2) наявності власної нестійкості процесу різання; 3) істотного впливу того або іншого контуру зв'язку багатоконтурної деформаційної системи, що складає частину процесу різання; 4)

багатозв'язковість пружної системи при наявності великого числа ступенів свободи.

По цих особливостях динамічної системи верстата при дуже великій зміні її параметрів можна зробити висновок, що походження автоколивань при різанні не можна пояснити дією тільки якого-небудь одного «збудника». Тому для аналізу динамічної системи, єдино прийнятним є шлях виділення головних зв'язків для кожного конкретного випадку.

Статичний або пружний (координатний) зв'язок може виникнути як між поступальними переміщеннями, так і між кутовим і поступальним. Цей зв'язок виникає тоді, коли переміщення розглянутої маси є сумою деформацій декількох пружин, що несуть інші маси. Одним з важливих випадків виникнення зв'язку є розбіжність діючої сили з напрямком головних осей жорсткості ЕПС.

Явище втрати стійкості пружної системи може також пояснюється наявністю багатьох ступенів свободи ЕПС. Розглянуте коливання інструмента щодо заготовки представляє результат додавання декількох зв'язаних між собою найпростіших коливань. Наприклад, коливання системи з двома ступенями свободи розкладається на дві прості поступальні коливання по осях Z і Y . Між цими коливаннями існує фазовий зсув. Тому утвориться в результаті додавання коливань траєкторія відносного переміщення інструмента і заготовки, що має форму замкнутої кривої (еліпса переміщень). Рухаючись по такій кривій, інструмент, як показано на рис 1.1, змінює товщину шару, що зрізується. Як наслідок відбувається зміна сили різання. Причому змінюється, таким чином, що при русі вершини різця в напрямку сили різання товщина шару, що зрізується, збільшується, а при рухові назустріч – зменшується. По графіках зміни сили різання по переміщенню видно, що складова сила P_z викликає розвиток коливань, на відміну від сили P_y , що є пружною. Віб्राції нарастають доти, поки зростаючі в ще більшому ступені сили опору або нелінійності іншого роду не компенсують цілком дію енергії, внесеною силою різання. Зміною фазового зсуву між коливаннями, так щоб напрямок руху різця став зворотнім можна

домогтися стійкості системи, і зміна сили різання в цих умовах робить демпфіруючу дію на коливання, викликані зовнішніми впливами.

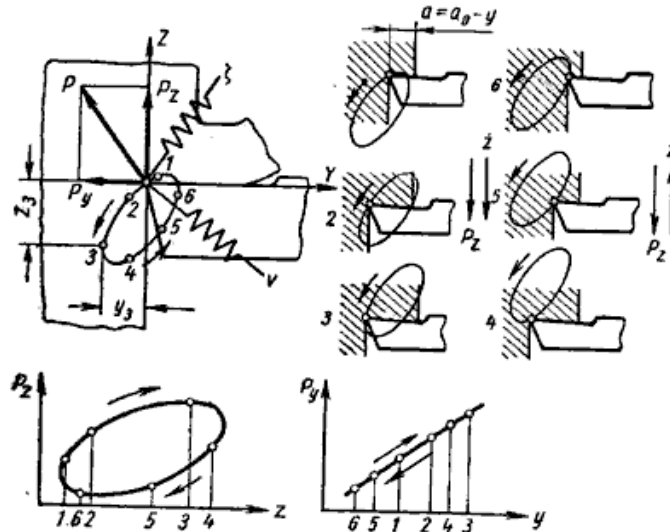


Рис. 1.1. Траєкторія відносного руху інструменту й заготовки при автоколиванні і діаграми роботи сил різання.

Подібна зміна визначається не стільки різанням, а скільки змінами в конструкції пружної системи, наприклад зміною напрямку головних осей жорсткості. На рис. 1.2 показаний експериментальний різцетримач з орієнтацією осей жорсткості, що практично доводить дане судження.

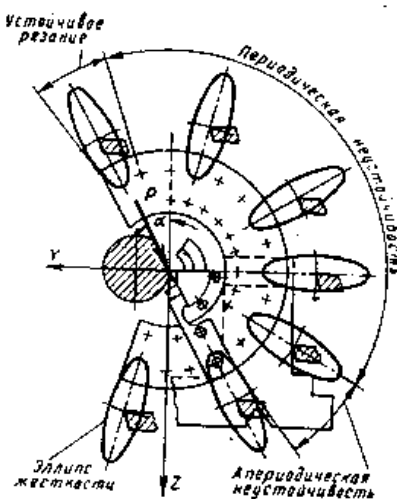


Рис. 1.2. Експериментальний різцетримач з орієнтацією осей жорсткості.

Отже підбором напрямку головних осей жорсткості пружної системи відносно напрямку сили різання можна зменшити енергію самозбудження автоколивань та забезпечити вібростійкий процес різання [1, 4, 3].

В роботах модель пружної системи супортної групи представлена як система з двома ступенями вільності. Схема системи показана на рис. 1.3. В якості

узагальнених координат прийняті взаємно перпендикулярні головні осі жорсткості з врахуванням того, що рухи в напрямку цих координат незалежні, тобто координати нормальні. Координата η_1 відповідає максимальному коефіцієнту жорсткості C_1 , а координата η_2 - мініимальному коефіцієнту жорсткості C_2 . За початок координат прийнято вершину різця, вісь y направлено по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь z - перпендикулярно до неї. Сила різання P прикладена під кутом α до напрямку осі z ; вісь η_1 становить кут β з напрямком дії сили P .

З врахуванням лінійності характеристик жорсткості та пропорційності сили опору швидкості рівняння руху системи за нормальними координатами наведено у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P \cdot \cos \beta \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = P \cdot \sin \beta \end{cases} \quad (1.1)$$

де m_1 , m_2 - приведена до відповідних координат маса системи; h_1 , h_2 - приведені коефіцієнти демпфірування. Для зв'язку узагальнених координат y і z з головними координатами η_1 і η_2 використовують рівняння :

$$\begin{cases} y = \eta_2 \cdot \cos(\alpha + \beta) - \eta_1 \cdot \sin(\alpha + \beta) \\ z = \eta_2 \cdot \sin(\alpha + \beta) + \eta_1 \cdot \cos(\alpha + \beta) \end{cases} \quad (1.2)$$

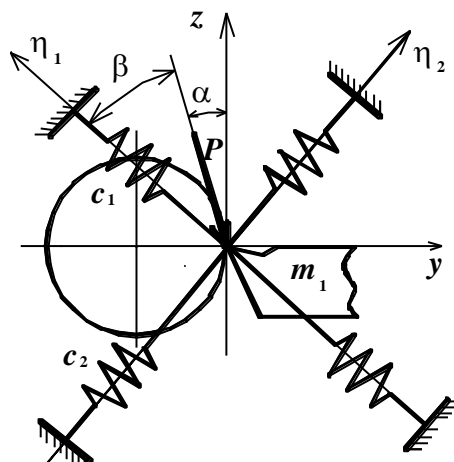


Рис. 1.3. Розрахункова схема пружної системи супортної групи
токарного верстата

При роботі верстата його пружна система та процес різання утворюють замкнену динамічну систему, стійкість якої можна визначити за характеристикою розімкненої системи.

В роботі розглянуто лінійну математичну модель одномасової пружної системи верстата з двома ступенями вільності, координатним зв'язком та неоднаковим запізненням складових перемінної сили різання відносно зміни товщини зрізу. Стійкість процесу різання при врзаному точінні в цій роботі визначалась за критерієм Раусса-Гурвіца [6].

Вплив координатного зв'язку на стійкість процесу різання теоретично та експериментально досліджено в роботі. Експериментальні дослідження проводились на стенді, загальний вигляд якого наведено на рис. 1.4.

Зразок, що закріплений на спеціальних плоских пружинах, торкався циліндричної поверхні сталюого диска, який рівномірно обертався. Поворотом плоских пружин змінювалась орієнтація головних осей жорсткості пружної системи по відношенню до сили тертя.

Випробування проводились з зразками із різних матеріалів при швидкостях ковзання до 9,5 м/с. Як показали випробування, незалежно від матеріалу зразка характер та інтенсивність коливань визначались орієнтацією головних осей жорсткості системи. Крім того, в зонах можливої нестійкості системи виникали автоколивання із значними амплітудами та частотою, близькою до частоти власних коливань системи. В роботі доведено, що теоретичний аналіз досліджень системи з координатним зв'язком під час тертя повністю співпадає з теоретичним аналізом під час різання.

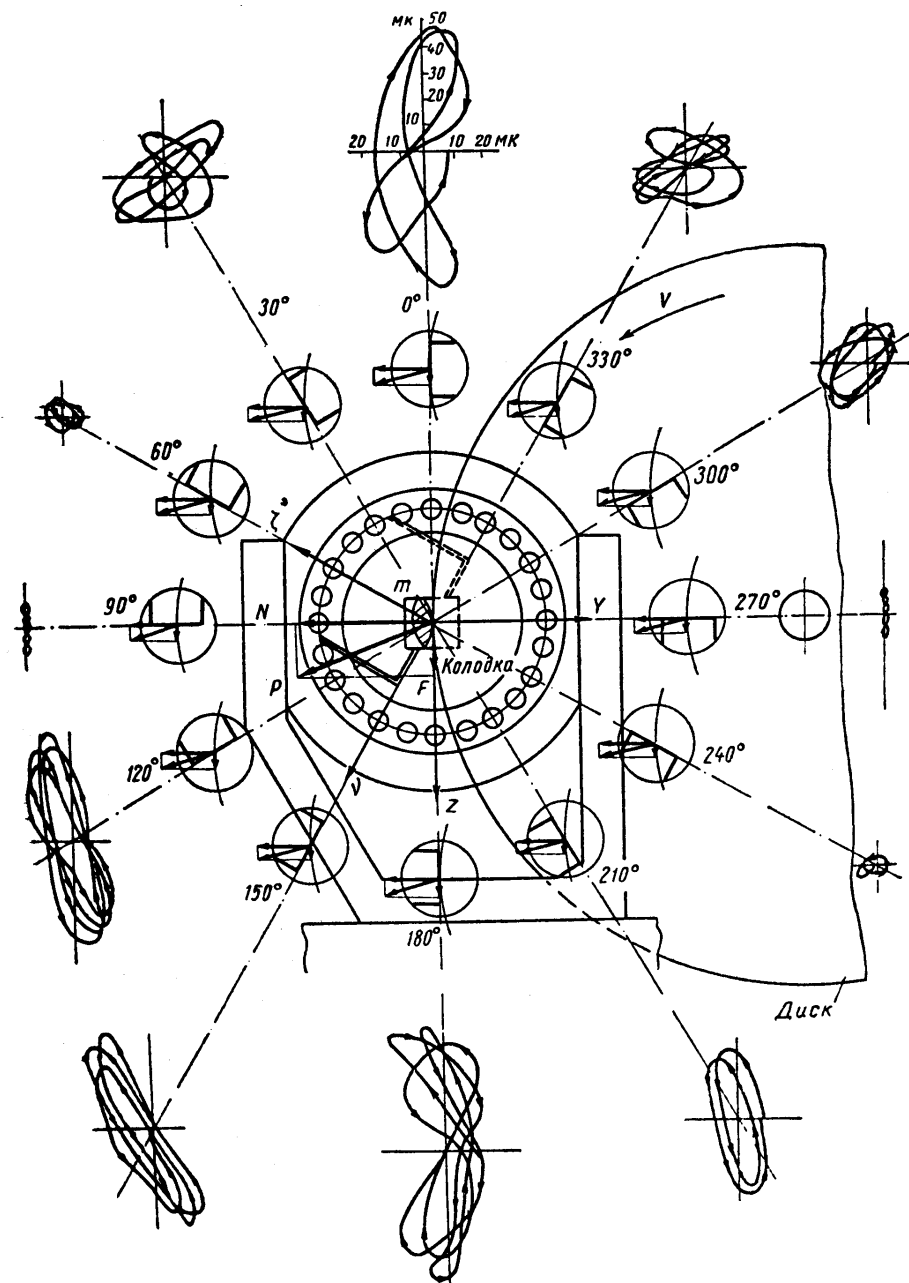


Рис. 1.4. Схема стенду, що моделює систему з координатним зв'язком та траєкторія руху колодки, що ковзає по поверхні диску без змащування, при зміні орієнтації пружин, які підтримують колодку.

Також у роботі описане дослідження проведене Т.С. Воробйовою (ЕНІМС) на подібній схемі установки. Дослідження показало:

1. Відносний рух зразка, притиснутого до рівномірно обертового диска, відбувається по замкнутій кривій. Загальне коливання зразка можна представити як суму двох взаємно перпендикулярних коливань.

2. Характер і інтенсивність коливань залежать від орієнтування осей жорсткості системи. На рис.1.5 показана зміна амплітуд тангенціальних

коливань сталевго зразка при зміні кута орієнтування жорсткості. У зонах можливої нестійкості системи виникають автоколивання зі значними амплітудами.

3. Вплив швидкості ковзання на стійкість руху.

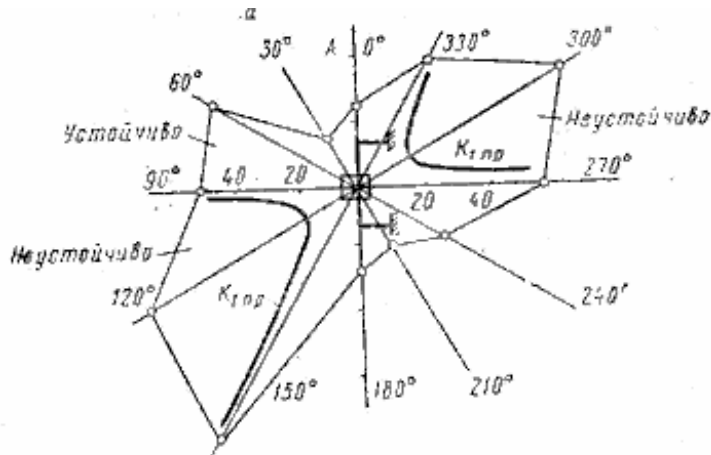


Рис. 1.5. Залежність амплітуди коливань в тангенціальному напрямі від кута орієнтування осей жорсткості пружин.

Крім розглянутих основних причин первинного збудження автоколивань є ще ряд вторинних менш значимих, які тільки у окремих умовах можуть впливати на інтенсивність автоколивань. До них відносяться такі причини, як зміна робочих кутів інструменту при коливаннях, неоднозначність сил різання при врізанні та виході інструменту з оброблюваного матеріалу, роботі по наклепаному шару та інше.

Багато дослідників відзначають, що вторинне збудження суттєво впливає на виникнення автоколивань, а саме вплив вібраційних слідів, що утворилися на поверхнях деталей від попередніх проходів, на наступні проходи [1, 5 та ін.].

1.2 Напрямки покращення динамічних властивостей пружної системи верстата

З огляду виконаних досліджень слідує, що покращення динамічних властивостей пружної системи верстата відбувається, в основному, за наступними напрямками:

1. Підвищення жорсткості основних елементів конструкцій верстатів.
2. Зменшення маси рухомих вузлів і підвищення демпфірування.
3. Управління жорсткістю технологічної системи.
4. Управління режимами різання.
5. Динамічне гасіння коливань.
6. Оптимізація динамічних параметрів пружної системи верстата.

Жорсткість системи визначається в першу чергу компоновкою і конструкцією вузлів верстата, які сприймають основні технологічні навантаження і визначають пружні деформації у зоні формоутворення поверхні деталі. З цієї причини, при конструюванні верстатів намагаються визначити вплив елементів конструкції і збільшити жорсткість саме таких вузлів ТОС. До основних методів підвищення жорсткості можна віднести наступні [13]: вибір такої компоновки, коли основні навантаження сприймаються елементами, що працюють на розтягування або на стискання замість згинання; вибір раціональних перетинів і розташування елементів конструкцій, їх оребріння, зменшення кількості стиків і застосування коротких кінематичних ланцюгів тощо. Проте, ураховуючи, що вузли верстата працюють в умовах як силового так і кінематичного збурення, підвищення жорсткості за рахунок збільшення маси не завжди приводить до бажаного результату.

Тому для вузлів верстатів, що виконують формоутворюючі рухи, особливо з великими швидкостями, важливе значення мають питання зменшення мас рухомих елементів при забезпеченні, однак, необхідної жорсткості. Таке завдання є найбільш складним і вимагає попередніх розрахунків для оптимізації динамічного балансу динамічної системи верстату. Відомі розв'язання такої задачі пропонують використовувати квазіградієнтний метод пошуку екстремуму цільової функції, яка визначає максимальну величину підскіку багатомасової пружної системи при

ступінчастому вхідному збуренні, або максимальну величину динамічної похибки при збуренні, що діє за будь-яким іншим законом [8, 12]. Однак, слід зауважити, що таким методом можна знайти лише локальний екстремум, оскільки поверхня відгуку має вже досить складний характер при урахуванні трьох масової динамічної системи. Проте такий метод, не зважаючи на певні математичні труднощі можна вважати перспективним, бо він дає можливість вирішити задачу навіть при деякому зменшенні жорсткостей окремих вузлів, за рахунок виграшу в цілому.

Підвищення демпфірування динамічної системи відіграє позитивну роль при переважно динамічних навантаженнях, оскільки завжди приводить до зменшення резонансних піків і часу затухання коливань [18]. Ефективним засобом підвищення демпфірування можна вважати використання спеціальних пристосувань, що розсіюють енергію через сухе чи в'язке додаткове тертя. При використанні такого методу слід завжди зважувати на деяку втрату швидкості реакції вузлів верстату на корисні формоутворюючі переміщення.

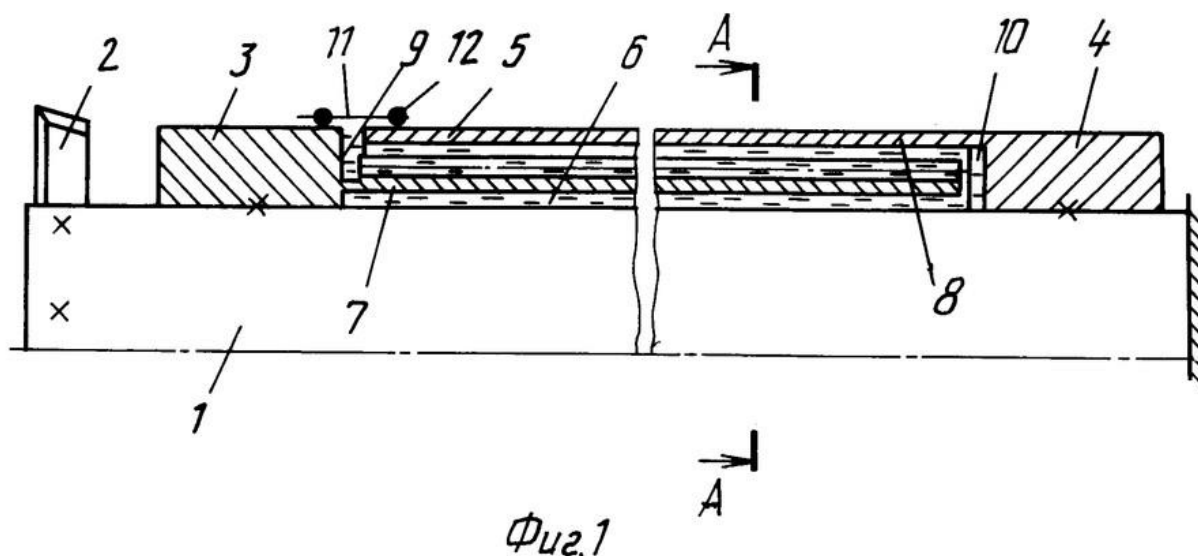
Найбільш розповсюдженим методом підвищення динамічних характеристик пружної системи верстата слід вважати застосування динамічних гасників коливань. Динамічні гасники коливань застосовуються для підвищення вібростійкості пружної системи верстата при різанні.

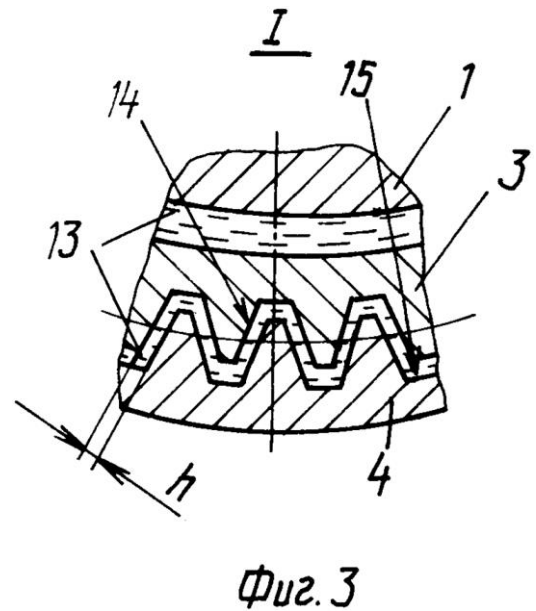
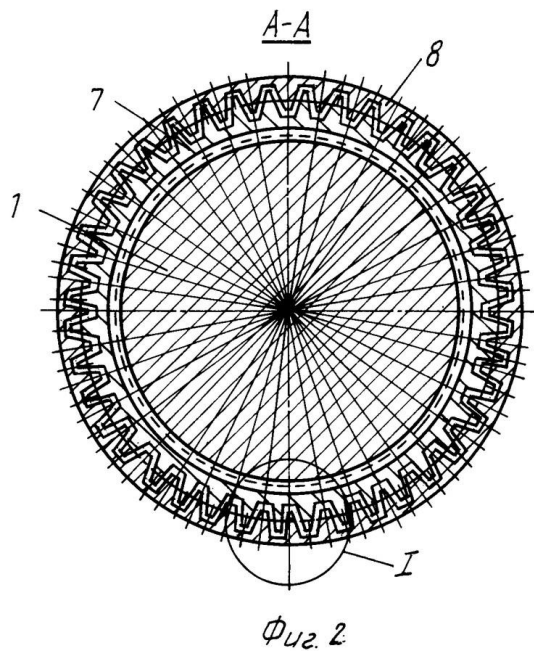
2. АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ З ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ

Відомі пристрої для гасіння коливань динамічної системи «інструмент-деталь» під час токарної обробки можна класифікувати за основними напрямками покращення динамічної якості. За принципами дії розрізняють пристрої що підвищують демпфірування, що створюють сили, рівні та протилежно направлені силам, які збурюють, комбіновані, активної чи пасивної дії.

1. Борштанга для розточування глибоких отворів (Патент РФ №2014965 В23В29/02)

Використання: розточування глибоких отворів. Суть винаходу: установка в кільцевій порожнині між поверхнями труби 4 і корпуса 1 гільзи 3 з ребрами 14 і створення рівномірного зазору між ребрами 14 і 15, виконаними на трубі, при цьому зазор заповнений віброгасильною рідиною. У процесі різання виникають крутильні коливання, які викликають відносні кутові переміщення гільзи 3 і труби 4, що змінює зазор між бічними поверхнями ребер 14 і 15, викликаючи перетікання рідини 13, внаслідок чого і відбувається гасіння крутильних коливань.





Винахід відноситься до обробки металів різанням і може бути використано при розточуванні глибоких отворів.

Відома борштанга, що містить порожнистий корпус, закріплену на ньому трубу, концентричну корпусу, між якими утворені порожнини з розміщеними в них пружними віброгасильними елементами, виконаними, наприклад, з гуми.

Ця конструкція гасить коливання за рахунок стиснення пружних елементів, однак гасіння крутильних коливань здійснюється менш ефективно, так як застосування пружних віброгасильних елементів обмежує можливості демпфірування, знижуючи в результаті точності характеристики борштанги.

Відома також борштанга, що містить корпус із закріпленою на ньому трубою, кільцева порожнина між якими заповнена віброгасильних рідиною, причому на одній з поверхонь згаданих елементів виконані ребра. Дана борштанга дозволяє ефективно гасити осьові і згині коливання, однак практично не забезпечує гасіння крутильних коливань, що негативно впливає на точність оброблюваних за допомогою борштанги виробів.

Метою винаходу є підвищення точності обробки за рахунок гасіння крутильних коливань.

Це досягається тим, що в конструкцію Борштанги введена гільза з ребрами, встановлена в кільцевій порожнини з радіальним і торцевим зазором

щодо поверхонь труби і корпусу, причому гільза з'єднана з корпусом в його передній частині, а її ребра розміщені між ребрами труби з рівномірним зазором по периметру .

На фіг.1 представлена борштанга, поздовжній розріз; на фіг.2 - поперечний розріз А-А на фіг.1; на Фіг.3 - вузол І на фіг.2 (в збільшеному масштабі).

Пропонована борштанга містить циліндричний корпус 1, закріплений одним кінцем в тримачі (на кресленні не показаний) і несе на іншому кінці інструмент 2. На цьому ж кінці корпусу 1 консольно закріплена гільза 3, а на протилежному кінці - труба 4 з утворенням рівномірних радіальних зазорів 5 і 6 відповідно між консольними частинами 7 і 8 гільзи, а також труби 4 і зовнішньою поверхнею корпусу 1 (фіг.2,3).

По торцях зазначених консольних частин 7 та 8 утворені кільцеві камери 9 і 10 відповідно, вихід перший з яких закритий герметичною податливою перемичкою (плівкою) 11. Кріплення згаданої перемички 11 на гільзі 3 і трубі 4 здійснюється гумовими кільцями 12. Зазори 5 і 6 і камери 9 і 10 заповнені віброгасильних рідиною 13, в якості якої найбільш доцільно використовувати високов'язку еластогідродінамічну рідину, наприклад, поліметилсилоксанового ряду (ГОСТ 13032-77). На зовнішній поверхні консольної частини 7 гільзи 3 виконані поздовжні ребра 14, розміщені з рівномірним зазором між відповідними ребрами 15, виконаними на внутрішній поверхні консольної частини 8 труби 4.

Робота борштанги відбувається наступним чином.

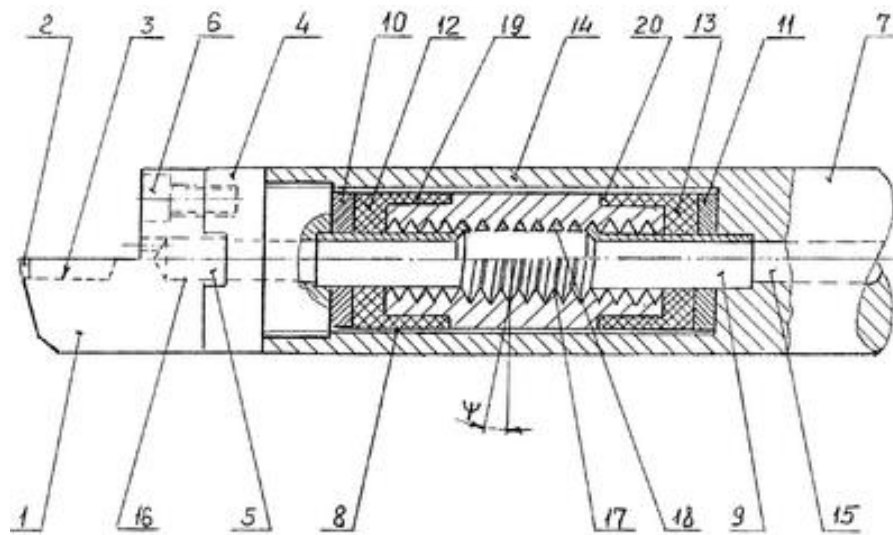
У процесі різання виникають крутильні коливання викликають закручування вільного кінця корпусу 1 борштанги, несучого інструмент 2. При цьому відбувається кутове переміщення перерізу, що лежить поруч з інструментом 2, щодо перерізу, що лежить поруч із закріпленим в тримачі кінцем корпусу 1. Ці взаємні зміщення викликають щодо кутові переміщення гільзи 3 і труби 4, тобто в кінцевому підсумку зміна зазору між бічними поверхнями зубів 14 і 15, викликаючи тим самим перетікання віброгасильних рідини 13 по зазору 5. В силу високої в'язкості згаданої рідини 13

відбувається гасіння енергії крутильних коливань корпусу. Аналогічним чином відбувається гасіння згинальних коливань в будь-якій площині, чому сприяє також зміна об'єму кільцевих камер 9 і 10.

Ефективність гасіння коливань пропорційна величині бічних площ ребер 14 і 15, в'язкості віброгасильних рідини 13 і величиною зазору h . У запропонованій конструкції можливе отримання максимально гасіння (аж до отримання аперіодичного закону затухання) вигинних і крутильних коливань, в результаті чого забезпечується підвищення точності обробки.

2. Розточувальний інструмент (Патент RU №2298456 МПК B23B29/02)

Винахід відноситься до області обробки металів різанням, обробці отворів. Інструмент містить робочу частину з ріжучою пластиною, виконану з можливістю закріплення на хвостовій частині, що включає базову частину для установки робочої частини і з'єднаний з нею корпус, який має порожнину, в якій розміщено демпфуючий пристрій, що містить опорний порожнистий стрижень, на крайніх частинах якого зафіксовані опорні шайби з приєднаними до них пружними елементами, при цьому на середній частині опорного полого стрижня з можливістю переміщення встановлений демпфуючий елемент, торці якого з'єднані з пружними елементами, при цьому одна з крайніх частин опорного полого стрижня закріплена в корпусі, а інша - розміщена в базовій частині. Для збільшення демпфуючої здатності демпфуючий елемент з'єднаний з середньою частиною опорного порожнистого стрижня за допомогою нарізного сполучення, причому в западинах профілю різьби середньої частини опорного порожнистого стрижня виконаний наскрізний гвинтовий паз, а торці демпфуючого елемента, з'єднані з пружними елементами, виконані ступінчастими.



Відомий розточувальний інструмент, що містить робочу частину з ріжучої пластиною, виконану з можливістю закріплення на хвостовій частині, що включає базову частину для установки робочої частини і з'єднаний з нею корпус, який має порожнину, в якій розміщено демпфуючий пристрій, що містить опорний порожнистий стрижень, на крайніх частинах якого зафіксовані опорні шайби з приєднаними до них пружними елементами, при цьому на середній частині опорного порожнистого стрижня з можливістю переміщення встановлений демпфуючий елемент, торці якого з'єднані з пружними елементами, при цьому одна з крайніх частин опорного порожнистого стрижня закріплена в корпусі, а інша - розміщена в базовій частині (див. WO 03/093696, F16F, 2003).

Завданням цього винаходу є збільшення демпфуючої здатності розточувального інструменту.

Поставлена задача вирішується тим, що в розточувальному інструменті, що містить робочу частину з ріжучої пластиною, виконану з можливістю закріплення на хвостовій частині, що включає базову частину для установки робочої частини і з'єднаний з нею корпус, який має порожнину, в якій розміщено демпфуючий пристрій, що містить опорний порожнистий стрижень, на крайніх частинах якого зафіксовані опорні шайби з приєднаними до них пружними елементами, при цьому на середній частині опорного порожнистого стрижня з можливістю переміщення встановлений демпфуючий елемент, торці якого з'єднані з пружними елементами, при цьому одна з крайніх частин опорного порожнистого стрижня закріплена в

корпусі, а інша - розміщена в базовій частині, відповідно з винаходом демпфуючий елемент з'єднаний з середньою частиною опорного полого стрижня за допомогою нарізного сполучення, причому у западинах профілю різьблення середньої частини опорного полого стрижня виконаний наскрізний гвинтовий паз, а торці демпфуючого елемента, з'єднані з пружними елементами, виконані ступінчастими.

Для збільшення демпфуючої здатності розточувального інструменту кут підйому різьби в з'єднанні демпфуючого елемента із середньою частиною опорного полого стрижня може бути виконаний більше кута самогальмування.

Запропонований розточувальний інструмент представлений на кресленні, на якому показано його осьовий переріз.

Розточувальний інструмент містить робочу частину 1 з ріжучої пластиною 2, встановленої на базовій поверхні 3 гнізда і закріпленої, наприклад, за допомогою гвинта з конічною голівкою (не показаний), що проходить через її центральний отвір. Робоча частина 1 виконана з можливістю закріплення на хвостовій частині, що включає базову частину 4 для установки робочої частини 1 і корпус 7. Робоча частина 1 може бути з'єднана з базовою частиною 4, наприклад, за допомогою шпонкового виступу 5 і гвинтів 6 (на кресленні показаний один з гвинтів). Базова частина 4 з'єднана, наприклад, за допомогою нарізного сполучення з корпусом 7, які мають порожнину 8, в якій розміщено демпфуючий пристрій, що містить опорний порожнистий стрижень 9, на крайніх частинах якого зафіксовані опорні шайби 10 і 11 з приєднаними до них пружними елементами відповідно 12 і 13. на середній частині опорного полого стрижня 9 з можливістю переміщення встановлений демпфуючий елемент 14, торці якого з'єднані з пружними елементами 12, 13. Одна з крайніх частин опорного полого стрижня (розташована на кресленні справа), закріплена в корпусі, а інша (розташована на кресленні зліва) - розміщена в базовій частині 4. Внутрішній отвір опорного порожнистого стрижня 9 пов'язаний з каналами 15, 16 для підведення мастильно-охолоджувальної рідини відповідно в

корпусі 7 і базовій 4 і робочій 1 частинах. Пружні елементи 12 і 13 можуть бути виконані з гуми і з'єднані з опорними шайбами 10, 11 і демпфуючим елементом 14, наприклад, за допомогою клею.

Демпфуючий елемент 14 з'єднаний з середньою частиною опорного порожнистого стрижня 9 за допомогою нарізного сполучення. При цьому в западинах профілю різьби на середній частині опорного порожнистого стрижня 9 виконаний наскрізний гвинтовий паз 17, утворений, наприклад, виточенням 18 і надає середній частині пружні властивості.

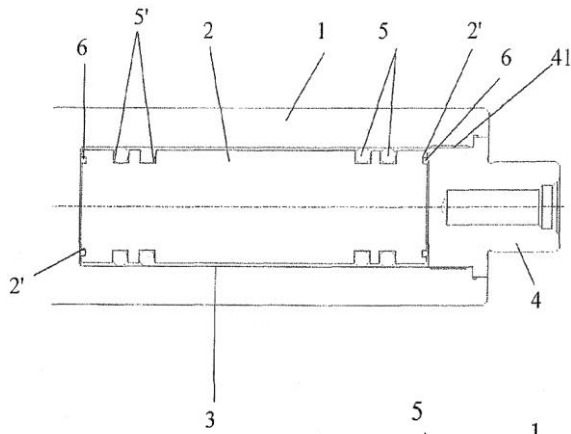
Торці демпфуючого елемента 14, з'єднані з пружними елементами 12 і 13, виконані ступінчастими. Таким чином енергія коливання демпфуючого елемента 14 в порівнянні з відомим аналогом додатково поглинається в широкому спектрі частот при взаємодії з пружною середньою частиною опорного полого стрижня 9 і частинами 19, 20 пружних елементів 12, 13, розташованими між ступенями торців опорного полого стрижня 9.

Для збільшення демпфуючої здатності шляхом забезпечення вільного осьового і обертального переміщення демпфуючого елемента кут підйому різьби в з'єднанні демпфуючого елемента 14 з середньою частиною опорного полого стрижня 9 може бути виконаний більше кута самогальмування.

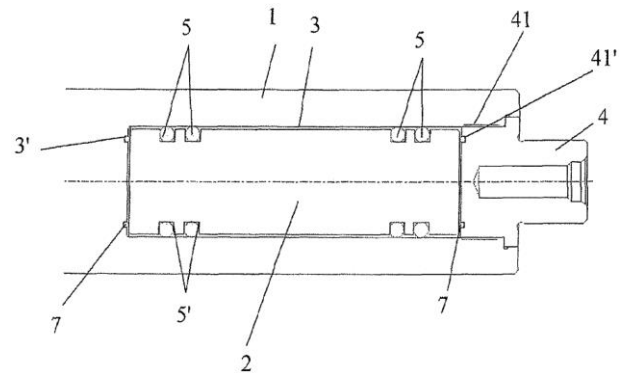
3. Тримач інструменту з демпфуючим пристосуванням (Патент RU №2519192 МПК В23В29/02, В23С5/05)

Тримач інструменту, такий як розточна головка або фрезерна оправка, обладнаний демпфуючим засобом у вигляді подовженого тіла, встановленого в порожнині на кінці тримача інструменту, що має відповідні форму і розміри і закритою на своєму кінці прийомним корпусом (4) розточної головки або елементом фрезерної оправки. Згідно винаходу демпфуючий засіб являє собою засіб тільки радіального поглинання і забезпечено щонайменше одним пружнодемпфуючим елементом щонайменше поблизу кожного кінця. При цьому зазначені пружнодемпфуючі елементи розташовані між демпфуючим засобом і стінкою порожнини в тримачі інструмента і затиснуті між ними, а кінці демпфуючого пристосування

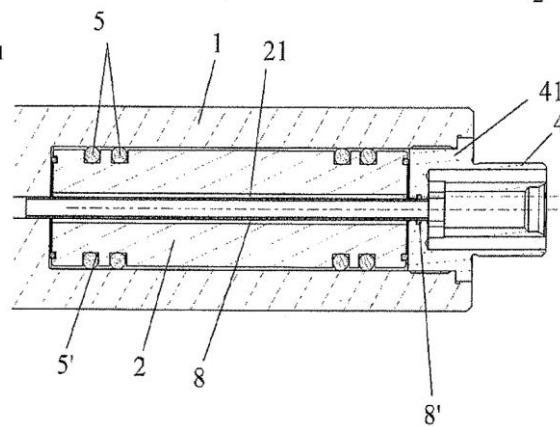
знаходяться в гнізді вільно. Технічний результат: зниження вібрацій, пов'язаних із зусиллями різання і швидкостями обробки.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

Винахід стосується верстатів з числовим програмним управлінням, обробних центрів, пересувних механічних постів і майстерень, зокрема, стосується тримача з демпфуючим пристосуванням.

В силу своєї конструкції тримачі інструментів схильні до вібрацій, що заважає їх нормальній роботі. Ці вібрації виникають все частіше, так як робочі швидкості сучасних верстатів постійно зростають.

Для усунення цих недоліків було запропоновано обладнати тримачі інструментів засобом гасіння коливань, що дозволяє адаптувати їх жорсткість до умов роботи.

У документі US 3447402 описано такий пристрій, виконаний у вигляді демпфуючого вантажу, розташованого в співвісній йому порожнині і утримуваного в ній шляхом затиснення між пружнодемпфуючими вкладишами, при цьому регулювання жорсткості здійснюють за допомогою

пружного пристосування, навантаженого пружиною, зусилля якої можна регулювати за допомогою гвинтового механізму..

У документі EP 0571490 представлено інший демпфуючий засіб, виконаний у вигляді центральної циліндричної опори, розташованої в корпусі тримача інструменту і на якій встановлено демпфуючий корпус. Цей демпфуючий корпус з'єднаний з центральною циліндричною опорою через пружні елементи, встановлені на кінцях демпфуючого корпусу і які утримуються за допомогою шайб, з'єднаних з центральною опорою. Аналогічний пристрій описано в документі EP 1248692.

У всіх цих відомих пристроях утримання демпфуючого пристосування в осьовому отворі відбувається за рахунок впливу пружнодемпфуючих елементів на кінці пристосування, причому тільки за рахунок впливу на зазначені кінці, тобто без контакту зазначених пружнодемпфуючих елементів з утворюючим демпфуючого пристосування (US 3447402). У двох документах, що описують використання центральної циліндричної опори, також відсутній контакт утворюючої демпфуючого пристрою з пружнодемпфуючим елементом, який міг би входити також в контакт з порожниною, в якій розташований демпфуючий засіб.

Звідси випливає, що вплив на жорсткість шпинделя, обладнаного таким демпфуючим засобом, можливо тільки впливом на його кінці, тобто демпфірування здійснюється в основному в осьовому напрямку і тому не може бути оптимальним.

Даний винахід направлено на усунення цих недоліків і створення тримача інструменту з демпфуючим засобом, що дозволяє усунути вібраційні явища, пов'язані із зусиллями різання і зі швидкостями обробки, простого за конструкцією і в застосуванні.

Для вирішення цього завдання в тримачі інструмента, такому як розточна головка або фрезерна оправлення, забезпеченому демпфуючим засобом у вигляді подовженого тіла, розташованого в порожнині на кінці тримача інструменту, що має відповідні форму і розміри і закритою на своєму кінці прийомним корпусом розточної головки або елементом

фрезерної оправки, відповідно до винаходу демпфуючий засіб є засобом тільки радіального поглинання вібрації і забезпечено щонайменше одним пружнодемпфуючим елементом щонайменше поблизу кожного його кінця, при цьому зазначені пружнодемпфуючі елементи розташовані між демпфуючим засобом і стінкою порожнини в тримачі інструмента і затиснуті між ними, при цьому кінці демпфуючого пристосування знаходяться в порожнині вільно.

Даний винахід буде більш зрозуміло з нижченаведеного опису кращих варіантів його здійснення, представлених в якості необмежених прикладів, з посиланнями на прикладені схематичні креслення.

На фіг.1 показаний тримач інструменту з демпфуючим засобом у відповідності до даного винаходу, вид в розрізі;

на фіг.2 - те ж, перший варіант виконання;

на фіг.3 - те ж, другий варіант виконання.

На фіг.1-3 як приклади показаний тримач 1 інструменту у вигляді розточної головки, забезпечений демпфуючим засобом 2 у вигляді подовженого тіла, розташованого порожнини 3 на кінці тримача 1 інструменту. Порожнина 3 за формою і розмірами відповідає формі і розмірам подовженого тіла і закрита на своєму кінці прийомним корпусом 4 розточної головки. Порожнину 3 тримача 1 інструменту закривають шляхом прямого загвинчування центруючого пристосування 41 на приймальний корпус 4 розточної головки або шляхом посадки цього корпусу в кінець порожнини і його стопоріння за допомогою гвинта. На фіг.1-3 показаний приклад здійснення винаходу, що відноситься до розточної голівці, однак винахід можна використовувати також і для, наприклад, фрезерної оправки.

Порожнина 3 в тримачі 1 інструменту виконана таким чином, щоб втрата статичної жорсткості не перевищувала 5% в порівнянні з суцільним циліндром і щоб глибина порожнини дорівнювала подвійному значенню діаметру тримача 1 інструменту. У разі використання тримача 1 інструменту як розточної головки приймальний корпус 4 зазначеної розточної головки переважно обладнують центруючим пристроєм 41, загвинчують з невеликим

кроком в тримачі 1 інструменту і блокованим від обертання за допомогою непоказаних штифтів.

Згідно винаходу демпфуючий засіб 2 є засобом тільки радіального поглинання вібрацій і обладнаний щонайменше одним пружнодемпфуючим елементом 5 щонайменше поблизу кожного кінця. При цьому зазначені пружнодемпфуючі елементи 5 розташовані між демпфуючим засобом 2 і стінкою порожнини 3 в тримачі 1 інструменту і затиснуті між ними. Кінці демпфуючого пристосування знаходяться в порожнині 3 вільно, тобто на них не впливає тиск. Таким чином, демпфуючий засіб 2 утримується в порожнині 3 тільки пружнодемпфуючими елементами 5, а його кінці є вільними відносно з одного боку дна порожнини 3, а з іншого боку - задньої сторони приймального корпусу 4 розточної головки або іншого тримача. Відсутність тиску на кінці демпфуючого засобу 2 призводить до того, що будь-яка дія цього засобу відбувається виключно в радіальному напрямку.

Переважає, як показано на фіг.1-3, пружнодемпфуючі елементи 5 виконані у вигляді кільцевих елементів з віброізоляційного матеріалу і закріплені на демпфуючому засобі 2 за рахунок взаємодії з кільцевими пазами 5', виконаними в зазначеному демпфуючому засобі 2. Такий варіант виконання демпфуючого засобу 2 дозволяє відмовитися від будь-якого регулювання жорсткості демпфуючого засобу 2 і, отже, спростити його використання і оптимізувати роботу.

Демпфуючий засіб 2 може бути обладнано більш ніж двома пружнодемпфуючими елементами 5. У цьому випадку пружнодемпфуючі елементи 5 переважно розташовані з кожного кінця через рівні проміжки і в рівній кількості. Таким чином, можна змінювати частоти демпфірування і, отже, жорсткість тримача 1 інструменту.

Щоб уникнути ударної дії або поздовжнього биття демпфуючого засобу 2 в порожнині 3, на дно зазначеної порожнини 3 або на центруючий пристрій 41 приймального корпусу 4 розточної головки або іншого тримача згідно з першим варіантом виконання переважно на кожному торці демпфуючого засобу 2 виконаний кільцевий паз 2' для розміщення кільцевої

прокладки 6. При цьому довжина демпфуючого засобу 2 з такими кільцевими прокладками 6 трохи менше довжини порожнини 3, закритою центруючим пристроєм 41 приймального корпусу 4 розточної головки або іншого тримача.

Згідно варіанту виконання показаному на фіг.2, ударної дії або поздовжнього биття можна також уникнути шляхом виконання кільцевих пазів 3' і 41' відповідно в дні порожнини 3 і на задній стороні центруючого пристрою 41 приймального корпусу 4 розточної головки або іншого тримача. Ці кільцеві пази 3' і 41' забезпечені кільцевими прокладками 7, при цьому відстань між кільцевими прокладками 7 в зібраному стані демпфуючого засобу 2 переважно злегка перевищує довжину демпфуючого засобу 2. Таким чином, демпфуючий засіб 2 встановлено в тримачі 1 інструменту з можливістю дуже незначного осьового зміщення, але без фіксації.

Переважно пружнодемпфуючі елементи 5, а також прокладки 6 і 7 виконані у вигляді кілець ущільнювачів, наприклад, з нітрилу, а демпфуючий засіб 2 переважно виконано з високоміцної сталі.

Згідно винаходу, демпфуючий засіб 2 призначений для створення відповідної реакції в протифазі по відношенню до зміщення тримача 1 інструменту і, отже, для його стабілізації. Для оптимальної роботи вузла, утвореного демпфуючим засобом 2 і пружнодемпфуючими елементами 5, цей вузол повинен бути встановлений в зоні максимальної амплітуди, тобто максимально близько до ріжучої кромки, розташовуючись в порожнині 3 з боку тримача інструменту. Крім того, цей вузол повинен мати власну частоту, рівну першій власній частоті тримача 1 інструменту.

Розміри демпфуючого засобу 2 визначають залежно від зсуву, допустимого для тримача 1 інструменту.

Переважно діаметр демпфуючого засобу 2 менше діаметра порожнини 3 в тримачі 1 інструменту приблизно на 1 мм, а зовнішній діаметр пружнодемпфуючих елементів 5 перевищує внутрішній діаметр порожнини 3 на 0,1-0,9 мм. В результаті демпфуючий пристрій 2 теоретично може мати радіальне биття приблизно 1 мм по відношенню до його діаметру, тобто

приблизно 0,5 мм по відношенню до радіуса. Збільшення розмірів пружнодемпфуючих елементів 5 по відношенню до діаметру порожнини 3 забезпечує монтаж без зазору демпфуючого засобу 2 в порожнині 3. Так забезпечується заздалегідь задана жорсткість тримача 1 інструменту.

Підвищення жорсткості можна домогтися шляхом симетричного збільшення числа пружнодемпфуючих елементів 5 на кожному кінці демпфуючого засобу 2.

На фіг.3 показаний інший варіант виконання. У демпфуючому засобі 2 виконано наскрізний осьовий отвір 21, через який проходить трубка 8 подачі мастильної рідини. З одного боку ця трубка 8 жорстко кріпиться в тримачі 1 інструменту на дні порожнини 3 за допомогою клею або іншого засобу, а з іншого боку вона з'єднана через кільце ущільнювача 8' з центруючим пристроєм 41 приймального корпусу 4 розточної головки або іншого тримача. Таким чином, трубка 8 проходить наскрізь через демпфуючий засіб 2, але при цьому не входить в безпосередній контакт ні з ним, ні зі стінкою, яка взаємодіє із зазначеним демпфуючим засобом 2.

Винахід дозволяє виконати демпфуючий засіб для тримача інструменту, який можна застосовувати на будь-яких типах тримачів інструменту і зміщення якого відбувається виключно в радіальному напрямку.

Крім того, цей демпфуючий засіб 2 не вимагає ніяких додаткових засобів і спеціальних способів регулювання, забезпечуючи при цьому оптимальну роботу.

Зрозуміло, даний винахід не обмежується описаними і показаними на доданих кресленнях варіантами його здійснення, і в нього можуть бути внесені зміни, або що стосуються конструкції різних елементів, або шляхом заміни цих елементів технічними еквівалентами, не виходячи при цьому за рамки обсягу винаходу.

4. Вібростійка конструкція дворізевої розточної головки з кутовим зміщенням різцевих блоків. (Патент РФ №2104827)

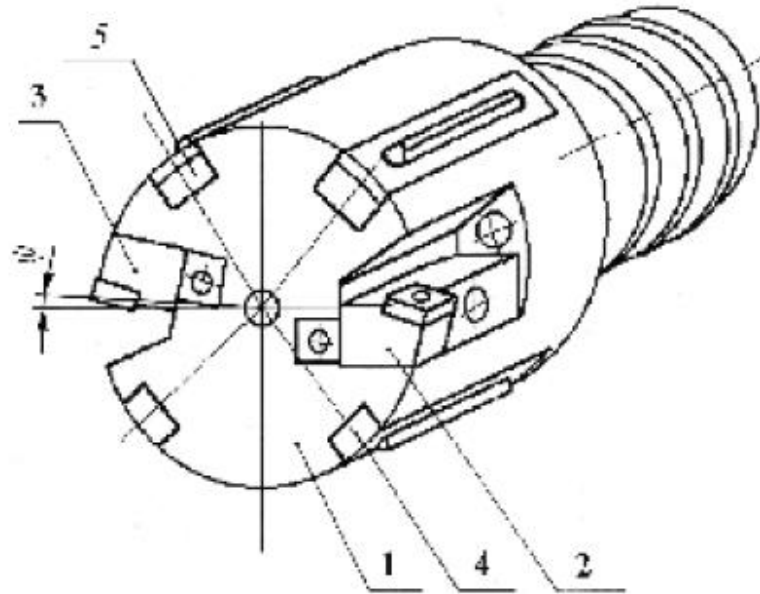


Рис. 2.1 Вібростійка конструкція дворізевої розточної головки з кутовим зміщенням різцевих блоків



Рис. 2.2 Загальний вигляд дворізевої розточної головки

Як видно з рисунку 2.1, в поздовжніх пазах корпусу 1 встановлені різцеві блоки 2, 3, становище яких може регулюватися в осьовому і радіальному напрямках. Крім того, передбачена можливість зміни кутового розташування блоку 3, що дозволяє забезпечити найбільш ефективне взаємодію слідів від обробки двома різцевими блоками, коли сумарний

регенеративний ефект мінімізується. Оптимальне розташування різцевих блоків для умов конкретної операції розточування визначалося шляхом розрахунків на ПЕОМ.

У корпусі 1 встановлені також дві нерухомі твердосплавні напрямні 4 і два пружно-демпфуючих напрямних елемента 5, що забезпечує надійне базування розточної головки і ефективне віброгасіння. В якості демпфуючого матеріалу використовувалися прокладки з металогуми МГ, що володіє великим внутрішнім розсіюванням енергії.

Запропонована конструкція розточної головки пройшла лабораторні і виробничі випробування при розточуванні отворів в гідроциліндрах, виготовлених з сталі 30ХГСА (діаметр отворів 110мм, довжина 1200мм), а також отворів валу ротора турбіни ГТД з жаростійкої сталі 5Х12Н2МФАБ-Ш (діаметр отворів 96мм, довжина 1016мм).

При цьому поздовжня подача змінювалась в межах 0,3 ... 0,6 мм / об, глибина різання - від 1,0 до 2,5 мм, швидкість різання - від 40 до 110 м / хв.

Як показали проведені випробування, застосування розточувальних головок запропонованої конструкції дозволило знизити амплітуду коливань в 2 рази в порівнянні з розточними головками, застосовуваними на виробництві. Це дало можливість підвищити режими обробки в 1,25 ... 2 рази і покращити якість оброблених отворів.

Відмінною особливістю розробленої математичної моделі є її універсальність. Це полягає в тому, що вона дозволяє досліджувати не тільки динаміку процесу розточування отворів, в тому числі і багатолезовими інструментами, але також коливальний рух технологічної системи при обробці різного виду канавок, уступів, елементів лабіринтних ущільнень. Крім того, ця модель може бути адаптована також до обробки точінням зовнішніх поверхонь як з поздовжньою, так і з поперечною подачами інструменту.

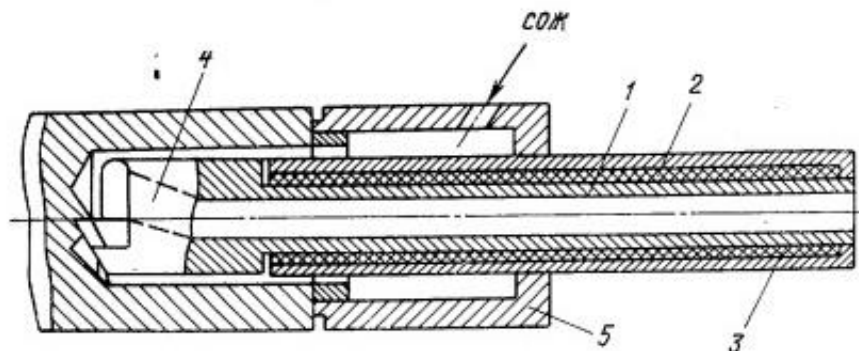


Рис. 2.3. Борштанга для обробки глибоких отворів

Корпус Борштанги для обробки глибоких отворів, наприклад свердління, складається з двох концентрично розташованих із зазором металевих труб: внутрішньої 1 і зовнішньої 2, жорстко пов'язаних між собою з одного кінця. Простір між трубами заповнений в'язкопружним матеріалом 3, скріпленим (наприклад, склеєних) з поверхнями труб.

На внутрішній трубі 1 за допомогою різьблення закріплена свердлильна головка 4. Зовнішня труба 2 борштанги центрується втулками маслоприймача 5. У процесі свердління мастильно-охолоджуюча рідина подається під тиском через маслоприймач 5 в зазор між зовнішньою трубою 2 борштанги і поверхнею оброблюваного отвору, захоплює в зоні різання стружку і відводиться разом з нею через отвір в свердлильній голівці і борштанги.

Виникаючі в процесі свердління коливання свердлильної головки сприймаються борштангою. При відносному переміщенні труб 1 і 2 в'язкопружний матеріал 3 деформується, що поглинає енергію коливань.

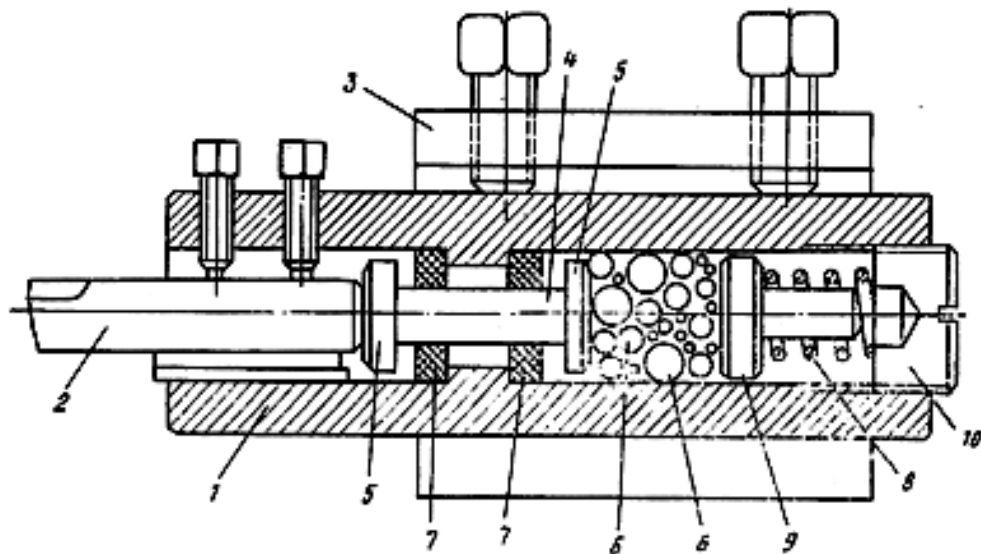
У конструкції борштанги втілений принцип демпфірування коливань, заснований на поглинанні енергії коливань шаром в'язкопружного матеріалу, внутрішнє тертя якого може бути в сотні разів більше, ніж в традиційних конструкційних матеріалів.

6. Віброгасячий різцетримач (авторське свідоцтво № 545418 В 23 В 29/04, В 23 В 21/00)

Винахід відноситься до верстатобудування, зокрема до кріплення металорізальних інструментів у державки.

Відомі віброгасники, що використовують стакани з віброгасячими елементами — насипними кульками. Такі віброгасники кріпляться до супорта верстата на шарнірному плечі і забезпечені роликом, що контактує з оброблюваною деталлю, а на плечі вертикально розміщений стакан з двома відділеннями для кульок більшого і меншого діаметру .

Відомі віброгасники забезпечені стаканом з підпружиненими елементами.



Пропонована віброгасячий різцетримач відрізняється від відомих тим, що корпус її виконується порожнистим і забезпечений штовхачем, що контактує з частиною торця різця : віброгасячими елементами — кульками великого і меншого діаметру.

Таке виконання державки забезпечує підвищення ефективності демпфування вібрації, спрощує конструкцію.

На кресленні зображений різцетримач з штовхачем і виіброгасячим вузлом в розрізі.

Корпус віброгасячого різцетримача 1, оснащений різцем 2, кріпиться в різцетримачі супорта токарного верстата 3. Віброгасячий вузол розташовується в наскрізній порожнині корпусу 1 і складається з штовхача 4, забезпеченого п'ятами 5, контактуючим одним кінцем з торцем ріжучого інструменту, а іншим — з кульками 6.

Штовхач 4 ізолюваний від корпусу 1 по засобом еластичних прокладок 7. Кульки стискаються вздовж осі пружиною 8 через тильний штовхач 9. Пружина утримується різьбовою кришкою 10, яка стопориться.

При виникненні вібрації на різці коливання передаються через штовхач 4 на підпружинені кульки 6, які починають переміщатися (обкачуватися) в порожнині стакану. Хаотичний рух кульок 6 більшого і меншого діаметру поглинає вібрацію.

Демпфування здійснюється регулюванням сили дії пружини на кульки в процесі настройки і залежить від режиму різання, оброблюваного матеріалу, різального інструменту.

3. ОСОБЛИВОСТІ КОМПОНОВКИ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Карусельні верстати є п'ятим типом верстатів токарної групи (моделі 1Д502, 1Б502, 1508, 1512 та ін.). Розміри **карусельних верстатів** характеризуються діаметром стола (планшайби), що обертається відносно вертикальної осі. Верстат призначений для токарної обробки заготовок великого діаметру і малої довжини (маховики, диски та ін.). На карусельних верстатах обробляють деталі без обмеження маси діаметром до десятків метрів.

Розрізняють карусельні верстати одностійкові та двостійкові (портального типу). Останні призначені для обробки заготовок діаметром більше 1000 мм. Характерною зовнішньою ознакою карусельних верстатів є планшайба з заготовкою, що обертається навколо вертикальної осі. Верстати використовують в одиничному та серійному виробництві для обробки крупногабаритних литих і зварних заготовок.

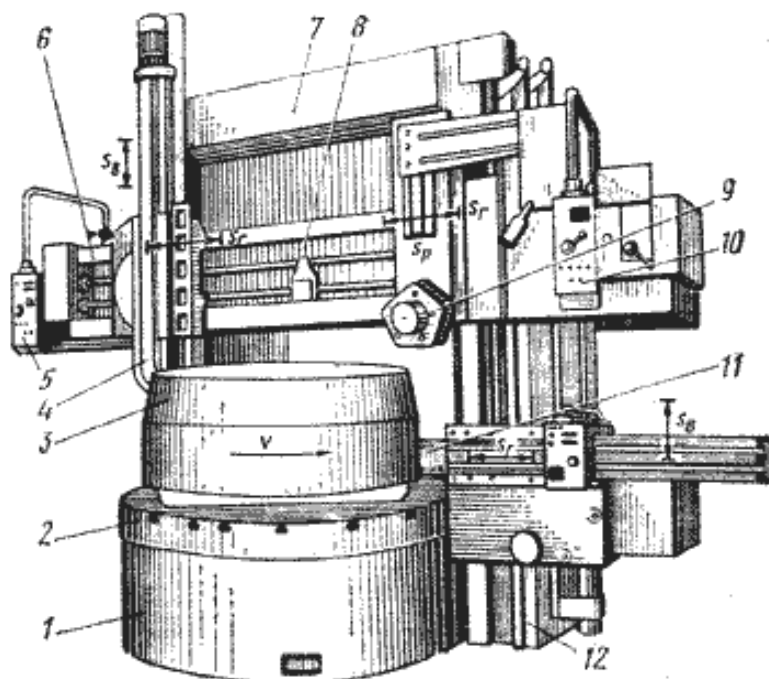


Рис. 3.1. Загальний

Основні вузли та робочі рухи карусельного верстата. Несуча система двостійкового токарно-карусельного верстата (рис. 3.1) складається з основи 1 стола (каруселі), двох стійок 12 та поперечини 7, що утворюють портал. На основі є кільцеві напрямні для обертання стола (каруселі) 2 з необхідною швидкістю різання на заданому діаметрі заготовки 3. По напрямним стійок переміщується траверса 6 для встановлення на необхідній висоті двох супортів: револьверного з револьверною головкою 9 і вертикального 4 з різцетримачем. Револьверний супорт дозволяє встановлювати різальні інструменти на кожній з п'яти граней револьверної головки. Головка може повертатися на $1/5$ оберту відносно горизонтальної осі, супорт — переміщується горизонтально по траверсі (s_T) за допомогою гвинта 8 і вертикально чи нахилено (s_p) за власними напрямними. Вертикальний супорт також рухається горизонтально по траверсі (s_T) і вертикально чи нахилено за власними напрямними (s_b). Крім вказаних, є ще і боковий супорт 11, що переміщується стійкою (s_b) горизонтально (s_T).

Верстат приводиться до дії електродвигуном. Зміна частоти обертання каруселі здійснюється ступінчасту від коробки швидкостей. Подачі всіх супортів здійснюються від коробки подач. Наявність трьох (і більше) супортів дозволяє вести паралельну обробку торцевих і зовнішніх поверхонь і отворів у заготовці.

На карусельних верстатах з планшайбою (столом) малого діаметра кріплення заготовок може здійснюватись самоцентруючими пристроями. Із збільшенням розмірів заготовок для їх вивірки і кріплення на планшайбі використовують кулачки, планки, домкрати, підставки, кубики і т.і. Транспортування заготовок на планшайбу та з неї здійснюється кранами чи спеціальними підйомними механізмами з електромеханічним та гідромеханічним приводами.

Заготовку на столі (планшайбі) вивіряють, надаючи їй правильне положення відносно осі обертання і поверхні стола (планшайби). Вивірку

проводять за допомогою рейсмуса чи індикатора. В ряді випадків вивірку ведуть за розміткою, а саме, за спеціальними рисками і точками на заготовці, що визначають границі чи положення оброблюваної поверхні.

Закріплення заготовок повинне бути швидким і надійним, що досягається механізованим гідро-, пневмо- або електромеханічним обладнанням. В подальшому прискоренні процесу вивірки криються значні резерви підвищення продуктивності. Вивіреній і закріпленій заготовці надається обертовий рух разом зі столом (каруселлю, планшайбою). Цей рух є рухом різання із заданою швидкістю V . Рух подачі здійснюють різальні інструменти, встановлені в різцетримачах і в револьверній головці супортів.

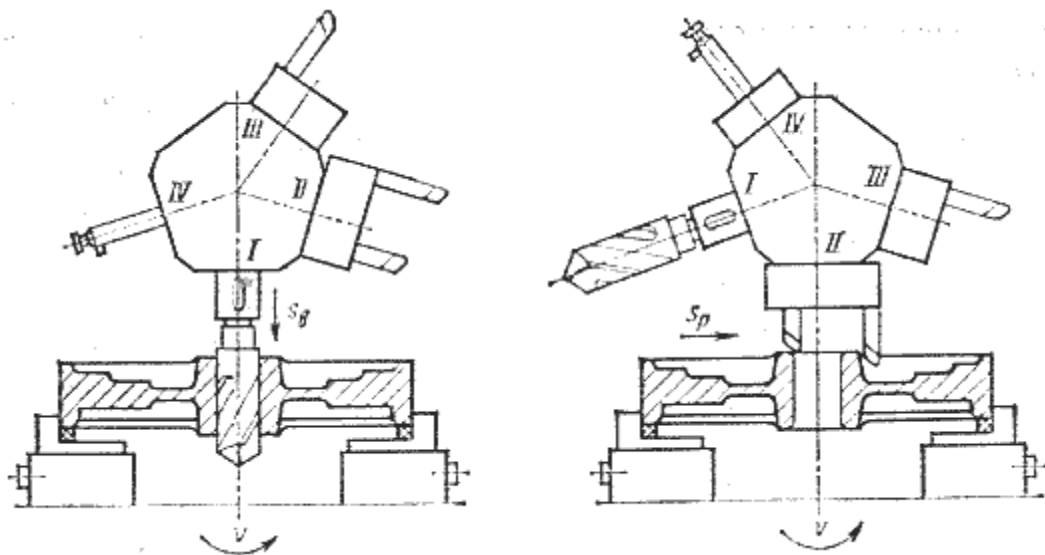


Рис. 3.2. Приклад обробки шків на карусельному верстаті

Комбінація рухів подачі з обертанням заготовки дозволяє обробляти зовнішні і внутрішні торцеві, циліндричні й конічні поверхні. Приклад обробки однієї сторони шків наведений на рис. 3.2. У револьверній голівці інструментами зайнято чотири позиції з п'яти: I - свердло, II - два різці в спецтримачі, III - підрізний різець і IV- розточувальна оправка з різцем. За одну установку виконується шість переходів, причому на другому й четвертому переходах здійснюється паралельна обробка інструментами із двох супортів. Крім цього, на другому переході з револьверної головки ведеться паралельне обточування двох торцевих поверхонь: маточини й диска шків. Крім показаних на рис. 3.2 елементарних поверхонь,

обробляються й поверхні складного профілю, для чого застосовують спеціальне копіювальне обладнання - механічне, електричне або гідравлічне. Різальні інструменти закріплюють у різцетримачах або гніздах револьверних головок безпосередньо або за допомогою тримачів, оправок, втулок і іншого допоміжного інструменту. При значних масах і розмірах заготовок іноді недоцільно або неможливо обробляти деякі їхні поверхні з використанням верстатів інших груп. У подібних випадках розширюють технологічні можливості карусельних верстатів, використовуючи спеціальне обладнання - головки для шліфування, фрезерування, довбання, свердління периферійних отворів і т.п. Це дозволяє без зняття з верстата, наприклад, конуса завалочного апарата домни діаметром більш 5000 мм, обточити конус, а потім шліфувати його, установивши на супорт шліфувальне пристосування.

На токарно-карусельних верстатах можна вести багатоінструментальну обробку, використовуючи одночасно рух декількох інструментів, встановлених на різних супортах, що дозволяє значно підвищити продуктивність. Жорсткість конструкцій допускає обробку унікальних масивних виробів з високим ступенем точності. Наприклад, на важких двостійкових верстатах обробляють вироби масою до 500т. і більше із діаметром до 30м.

На верстаті мод. 1512 можна виконувати:

- Обточування та розточування циліндричних і конічних поверхонь;
- Проточування торцевих поверхонь;
- Прорізання канавок та відрізки;
- Свердління, зенкерування та розвертування центральних отворів.



Найменування параметрів	Од. виміру	Величини
Клас точності		Н
Діаметр планшайби	мм	1120
Найбільша висота встановленого виробу	мм	1000
Найбільший діаметр встановленого виробу	мм	1250
Найбільша маса виробу, встановленого на планшайбі	кг	6000
Діапазон частот обертання планшайби	мин-1	1,25 ... 250
Потужність електродвигуна привода шпинделя	кВт	30
Габарити верстата	мм	
- довжина		2920
- ширина		2705
- висота		4100
Вага верстата	кг	14800
Аналоги		1E512ПФ1

Одностійковий токарно-карусельний станок з ручним керуванням.

На верстаті виконують різні види токарних робіт з великогабаритними заготовками діаметром до 1250 мм: - обточування й розточування циліндричних і конічних поверхонь, свердління, зенкерування, розвертування, прорізання канавок, обточування плоских торцевих поверхонь, відрізки, а при наявності спеціальних пристосувань - нарізування різьби й обробка фасонних поверхонь.

Загальний вигляд верстата мод. 1512 і його органи керування представлені на рис. 3.3, де позначено: - 1 планшайба; 2 - пульт; 3 - п'ятипозиційна револьверна головка; 4 - лампа місцевого освітлення; 5- вертикальний супорт; 6 - поперечка (траверса); 7- коробка подач вертикального супорта; 8, 9 - маховики ручного переміщення верхнього (вертикального) супорта; 10 - станина; 11 - бічний (горизонтальний) супорт; 12 - коробка подач бічного супорта; 13 - чотирьохпозиційний різцетримач; 14, 15 - маховики ручного переміщення бічного супорта; 16 - напрямні верстата; 17 - стіл; 18 - кнопка аварійної зупинки верстата; 19 - сигнальна лампочка (горить, коли верстат працює); 20 - кнопка зупинки двигуна головного приводу; 21 - кнопка пуску двигуна; 22 - включення й відключення гальма переміщень верхнього супорта; 23 - кнопка повороту револьверної голівки на іншу позицію; 24 - перемикач робочих подач і настановних переміщень верхнього супорта; 25 - рукоятка установки величини подачі верхнього супорта; 26 - кнопка включення обраної для нього подачі; 27 - перемикач напрямку переміщення верхнього супорта; 28 - сигнальна лампочка верхнього супорта (горить, коли супорт працює); 29 - включення місцевого висвітлення; 30 - сигнальна лампочка бічного супорта (горить, коли супорт працює); 31 - перемикач напрямку переміщення бічного супорта; 32 - кнопка включення обраної подачі бічного супорта; 33 - рукоятка установки величини подачі бічного супорта; 34 - перемикач робочих подач і настановних переміщень бічного супорта; 35 - включення й відключення гальма переміщень бічного супорта; 36 - кнопка обертання планшайби у товчковому режимі; 37 - перемикач для включення (відключення) швидкості

різання: відразу або поступово; 38 - кнопка пуску планшайби; 39 - кнопка зупинки планшайби; 40 - перемикач із нормального режиму на товчковий.

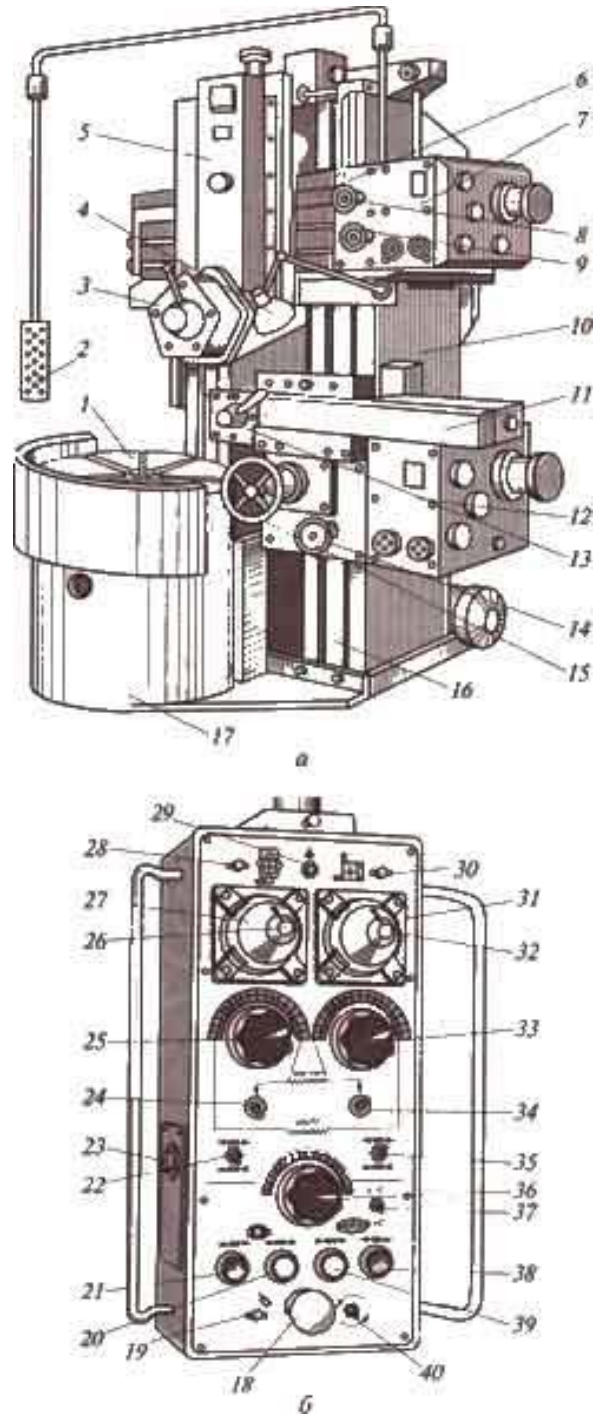


Рис. 3.3. Загальний вигляд верстата 1512 та пульта керування

Одностійковий токарно-карусельний верстат з ЧПК. Верстат призначений для токарної обробки деталей складної конфігурації; на ньому можна обточувати та розточувати поверхні з криволінійними та прямолінійними твірними; свердлити, зенкерувати, розвертувати центральні отвори; прорізати кільцеві канавки, нарізати різні різьби різцями. Основні механізми верстата аналогічні механізмам верстата з ручним керуванням, однак у верстата з ЧПК відсутній боковий супорт. Пристрій ЧПК забезпечує автоматичне управління по заданій програмі вертикальним супортом і приводом головного руху. Управління може здійснюватись одночасно за двома координатами. Дискретність відліку по осям X і Z складає 0,01 мм.

Передбачена корекція положення інструменту, величин подач і частот обертання планшайби. За програмою виконується автоматична зміна частот обертання шпинделя, керування поздовжніми та поперечними переміщеннями інструменту верхнього супорту, вибір подач, встановлення інструменту в нульове положення, поворот і фіксація револьверної головки.

Стіл токарно-карусельного верстата (рис. 3.4). Планшайба 5, на якій встановлюються та закріплюються заготовки, з'єднується за посадочним діаметром D1 зі шпинделем 4. Верхньою та нижньою радіальними опорами шпинделю 4 в корпусі 1 служать підшипники кочення 3 і 15, які регулюються кільцевими гайками 14. Осьові навантаження сприймаються плоскими напрямними 6.

Обертання планшайбі 5 передається зубчастим вінцем 2, який перебуває в зачепленні із зубчастим колесом 8. Колесо 8 і конічне зубчасте колесо 10 змонтовано на валу 11, який обертається в опорах 9 і 12 кочення й пов'язаний з коробкою швидкостей конічною зубчастою передачею $z=48$ і 36 (див. рис. 3.5).

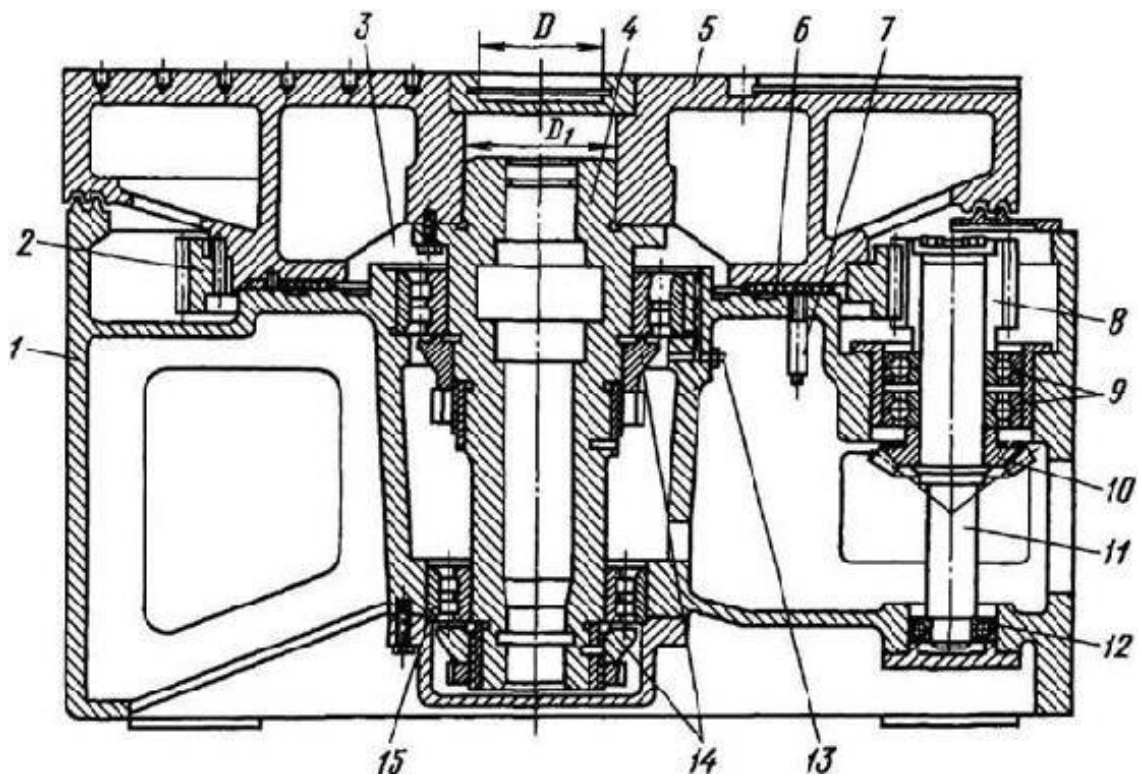


Рис. 3.4. Стіл токарно-карусельного верстата

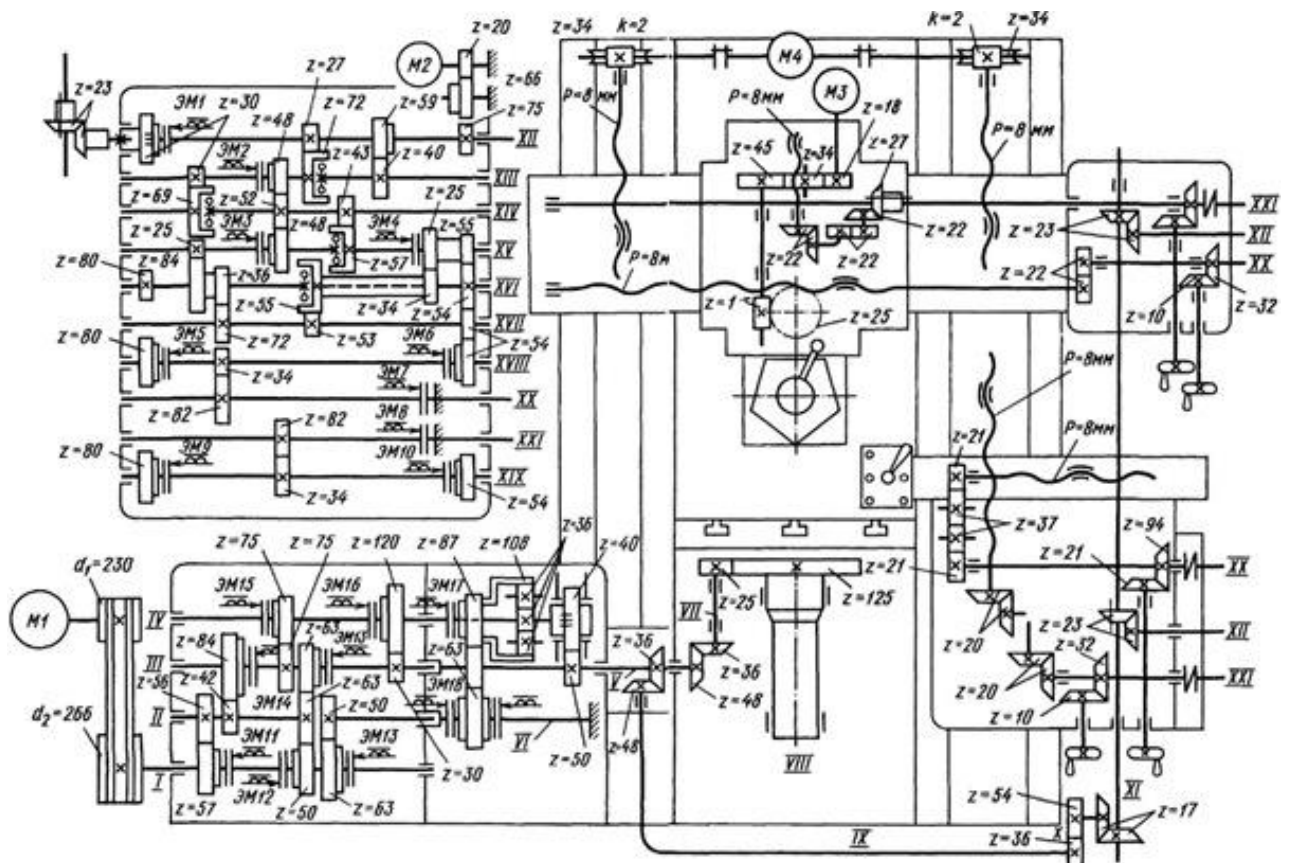


Рис. 3.5. Кінематична схема токарно-карусельного верстата моделі 1512

Через штуцери 7 до 13 подається масло для змазування напрямних і підшипників кочення. Отвір діаметром D призначений для центрування

заготовок (деталей) і пристосувань, що встановлюються на планшайбі. На верхній площині є Т- подібні верстатні пази, які служать для закріплення затискних кулачків різних пристосувань або для закріплення заготовок. На вертикальних напрямних станини 9 переміщається поперечка 6, що має на передній поверхні напрямні, по яких переміщається по горизонталі вертикальний супорт. Переміщення поперечки здійснюється двигуном М4 через черв'ячні ($z=2$ і 34) і гвинтові (крок $P=8$ мм) передачі. Після установки поперечки в потрібне положення роблять її фіксують вручну механізмом затиску з рукояткою. Керування двигуном М4 здійснюють від кнопок "Нагору" і "Униз", які змонтовані на лівому торці поперечки під рукояткою механізму затиску.

4. РОЗРАХУНКИ ВУЗЛІВ ТА МЕХАНІЗМІВ ВЕРСТАТА

4.1 Перевірочний розрахунок двигуна привода подач по тяговій здатності

У приводі подач токарно-карусельного верстата з ЧПК встановлений синхронний електродвигун типу 1FK6083-6AF71-1AA2 з крутячим моментом 16 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв⁻¹. Крутячий момент від двигуна на гвинт ШГП передається через муфту, як показано на рис. 4.1

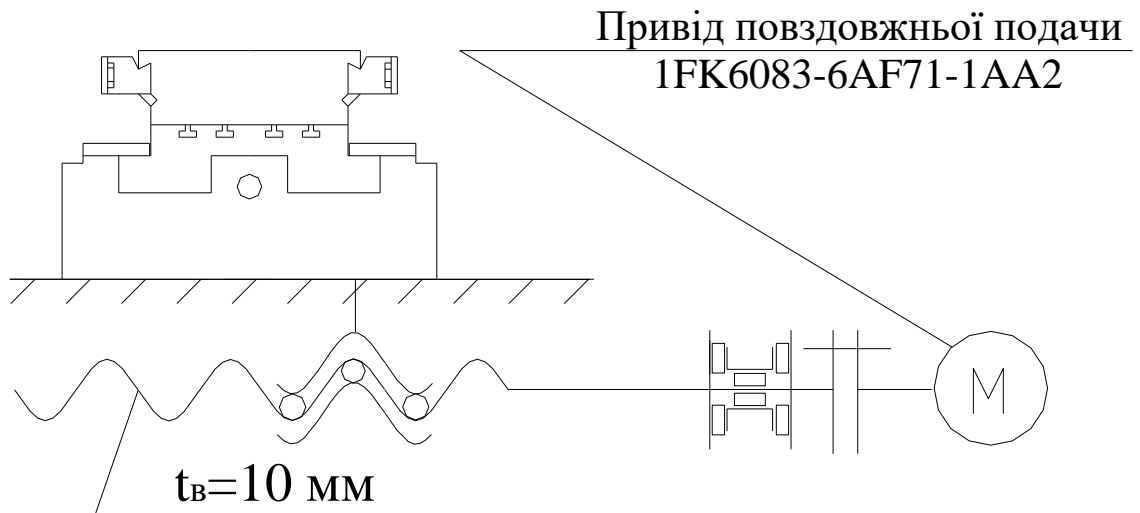


Рис. 4.1. Кінематична схема привода подач

Для перевірки правильності їхнього вибору необхідно зробити перевірочний розрахунок цих двигунів за умовами:

$$M_H \geq M_{\Sigma} \quad M_{\text{де max}} \geq M_{\text{max}},$$

де M_H і $M_{\text{де max}}$ — номінальний і максимальний моменти двигуна;

M_{Σ} і M_{max} — еквівалентний і максимальний моменти навантаження, приведені до двигуна.

Еквівалентний момент навантаження M_{Σ} визначається як середнє квадратичне з моментів на валові двигуна за 1 цикл роботи верстата. Причому в якості розрахункового приймається цикл, що складається з навантажень чотирьох рівнів: максимальної M_{max} , мінімальної M_{min} , середньої M_{cp} і відповідному перехідному процесам $M_{\text{пер}}$:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\text{max}}^2 \cdot a_1 + M_{\text{cp}}^2 \cdot a_2 + M_{\text{min}}^2 \cdot a_3 + M_{\text{пер}}^2 \cdot a_4},$$

де

$$M_{\max} = M_p, \quad M_{\min} = M_x,$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(M_{\max} + M_{\min}), \quad M_{пер} \approx 5M_{cp};$$

a_1, a_2, a_3, a_4 — питомі ваги часу, що двигун працює при відповідному рівні навантаження.

Значення a_1, a_2, a_3 і a_4 відповідають циклові, у якому привод поздовжніх подач працює 70%, привод поперечних подач 20% від часу циклу. Причому час роботи привода поздовжніх подач з навантаженнями $M_{\max}, M_{cp}, M_{\min}$ і $M_{пер}$ складає відповідно 10, 70, 18 і 3% від часу роботи привода в циклі. $a_1 = 0,07; a_2 = 0,49; a_3 = 0,126; a_4 = 0,021$. Цієї ж величини для привода поперечних подач складають відповідно 10, 70, 15 і 5%.

$$a_1 = 0,02; a_2 = 0,14; a_3 = 0,03; a_4 = 0,01.$$

Величини M_p і M_x визначаються по формулах

$$M_p = M_Q^p + M_{\Pi} = \frac{Q_p \cdot t_B}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\Pi.П}} \cdot 10^{-3} + M_{\Pi}.$$

$$M_x = M_x + M_{\Pi} = \frac{Q_x \cdot t_B}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\Pi.П}} \cdot 10^{-3} + M_{\Pi}.$$

У цих формулах:

Q_p і Q_x — тягове зусилля на ходовому гвинті при максимальному зусиллі подачі і на холостому ході, Н;

t_B - крок гвинта, мм;

M_{Π} — приведений до двигуна момент постійних втрат у приводі, Нм;

η — завантажувальний к.к.д. привода.

Визначимо рушійну силу Q_p з максимальними режимами різання і навантаження при холостому ході і Q_x .

Відповідно до схеми навантаження супорта $Q_p = P_x + F_{тр}$, а $Q_x = F_{тр}$, де P_x - проекція сили різання на напрямок руху робочого органа ($P_x = P_z/2$); $F_{тр}$ - сила тертя в напрямних.

Прийmemo для розрахунків $P_z=10$ кН. За паспортним даним верстата зусилля переміщення поздовжніх полозок $Q_x=800$ Н. $Q_p= P_x+ F_{тр}=5000+800=5800$ Н.

Визначення постійних втрат у приводі поздовжніх подач.

При визначенні втрат у приводі поздовжніх подач враховуються втрати в манжетних ущільненнях, підшипниках кочення й у шариковій гвинтовій парі.

Момент тертя в комбінованому упорному роликовому підшипнику, що працює в попереднім натягом, залишається при роботі приблизно постійним і визначається величиною попереднього натягу:

$$M_{n1} = \mu P_n d_m \text{ Нм},$$

P_n — зусилля попереднього натягу, Н;

d_m — середній діаметр підшипника, м.

Зусилля попереднього натягу може бути прийнятий рівним $P_n = 1$ кН, $d_m = 28$ мм (діаметр отвору 20 мм). При цьому момент втрат:

$$M_{n1} = 0,004 \cdot 0,028 \cdot 1000 = 0,112 \text{ Нм}.$$

Шарико гвинтова передача з гвинтом $d=40$ мм і кроком $t=10$ мм має по паспортним даним момент холостого ходу

$$M_{n2} = 0,6 \text{ Нм}.$$

Момент постійних втрат у манжетному ущільненні $d = 30$ мм.

$$M_{n3} = 0,6 \text{ Нм}.$$

Приведений до двигуна момент постійних втрат буде дорівнює:

$$M_n = \sum M_{ni} = 0,112 + 0,6 + 0,6 = 1,312 \text{ Нм}.$$

Визначення К.П.Д. привода.

Привод поздовжніх подач складається з двигуна і шарико гвинтової передачі (Ш.Г.П.). К.К.Д. привода: $\eta = \eta_{швп} = 0,93$

Визначення еквівалентного моменту навантаження на валові двигуна і вибір двигуна привода поздовжніх подач.

$$M_p = M_Q^p + M_n = \frac{5800 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,312 = 11,238 \text{ Нм}.$$

$$M_x = M_x + M_{\pi} = \frac{800 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,312 = 2,681 \text{ Нм.}$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(M_{\max} + M_{\min}) = 6,959 \text{ Нм.} \quad M_{\text{пер}} \approx 5M_{cp} = 34,797 \text{ Нм.}$$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{M_{\max}^2 \cdot a_1 + M_{cp}^2 \cdot a_2 + M_{\min}^2 \cdot a_3 + M_{\text{пер}}^2 \cdot a_4} = 7,675 \text{ Нм.}$$

Встановлений двигун 1FK6083-6AF71-1AA2 з крутячим моментом 16 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} , задовольняє умовам вибору. На Рис. 4.2 показаний привод поздовжніх подач верстата (розріз уздовж осі гвинта)

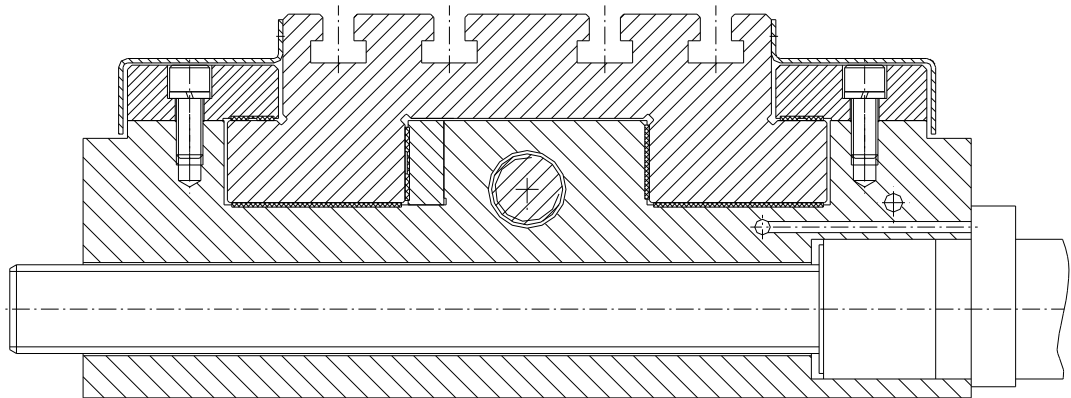


Рис. 4.2. Привод поздовжніх подач:

За аналогією проведемо перевірочний розрахунок двигуна привода поперечних подач по тяговій здатності.

У приводі поперечних подач по осі Х установлений синхронний електродвигун типу 1FK6063-6AF71-1AB2 з крутячим моментом 11 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} . Крутячий момент від двигуна на гвинт ШГП передається через муфту.

Визначимо рушійну силу Q_p з максимальними режимами різання і навантаження при холостому ході і Q_x . За паспортним даним верстата зусилля переміщення поперечних полозок $Q_x=500 \text{ Н}$. $Q_p = P_Y + F_{\text{тр}} = 3000 + 500 = 3500 \text{ Н}$.

Визначимо постійні втрати в приводі поперечних подач.

Момент тертя в комбінованому упорному роликовому підшипнику:

$$M_{n1} = \mu P_H d_m = 0,004 \cdot 0,028 \cdot 1000 = 0,112 \text{ Нм,}$$

Зусилля попереднього натягу може бути прийнятий рівним $P_n = 1$ кН, $d_m = 28$ мм (діаметр отвору 20 мм).

Кулькова гвинтова передача з гвинтом $d=32$ мм і кроком $t=10$ мм має за паспортним даним момент холостого ходу

$$M_{n2} = 0,45 \text{ Нм.}$$

Момент постійних втрат у манжетному ущільненні $d = 40$ мм.

$$M_{n3} = 0,9 \text{ Нм.}$$

Приведений до двигуна момент постійних утрат буде дорівнює:

$$M_n = \sum M_{ni} = 0,112 + 0,45 + 0,9 = 1,46 \text{ Нм.}$$

Привод поздовжніх подач складається з двигуна і шарико гвинтової передачі (Ш.Г.П.). К.П.Д. привода: $\eta = \eta_{ШВП} = 0,93$.

Визначення еквівалентного моменту навантаження на валові двигуна і вибір двигуна привода поперечних подач.

$$M_p = M_p^p + M_{II} = \frac{3500 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,462 = 7,452 \text{ Нм.}$$

$$M_x = M_x + M_{II} = \frac{500 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,462 = 2,318 \text{ Нм.}$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(M_{\max} + M_{\min}) = 4,885 \text{ Нм.} \quad M_{пер} \approx 5M_{cp} = 24,423 \text{ Нм.}$$

$$M_{\vartheta} = \sqrt{M_{\max}^2 \cdot a_1 + M_{cp}^2 \cdot a_2 + M_{\min}^2 \cdot a_3 + M_{пер}^2 \cdot a_4} = 3,252 \text{ Нм.}$$

Установлений двигун 1FK6063-6AF71-1AB2 з крутячим моментом 11 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} , задовольняє умовам вибору.

На рис. 4.3 показаний привод подач верстата (розріз уздовж осі гвинта)

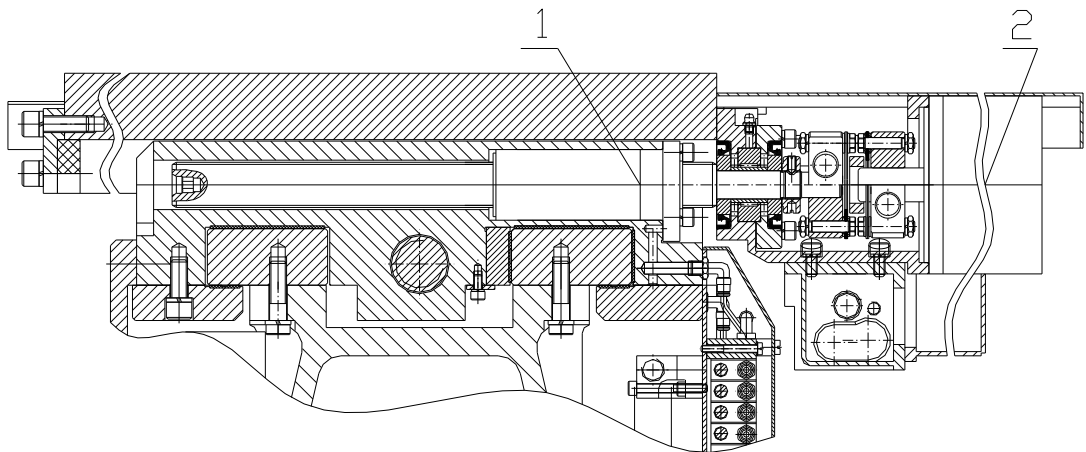


Рис. 4.3. Привод подач: 1 – шарикова гвинтова пара;
2 – високомоментний двигун привода.

4.2. Розрахунок плавності переміщення супорта

У розрахунку визначаються наступні параметри, плавність руху супорта в поздовжньому напрямку на робочих подачах:

- критична швидкість V_c , вище якої рух супорта має безперервний характер – “стрибки” відсутні;
- величина максимального “стрибка” S_{max} , що має місце при критичній швидкості переміщення супорта;
- величина мінімального “стрибка” S_{min} , при швидкостях, нижче критичної, що характеризує точність настановних переміщень.

Для збільшення точності, поліпшення чистоти й зовнішнього вигляду оброблюваної поверхні величини “стрибків” супорта повинні задовольняти наступним умовам. “Стрибок” на критичній швидкості повинен бути менше мінімальної подачі на оберт, не повинен перевищувати мінімальної подачі; “стрибок”, що визначає точність встановлюючих переміщень, не повинен перевищувати дискрети.

Умовні позначки й початкові дані

Маса рухливих частин супорта - $G=630$ кг

Різниця коефіцієнта тертя й руху для пари сталь-сталь- $\Delta f=0,07$.

Питомий нормальний тиск від прилипання - $P_0 = 0,25$ кг/див²

Коефіцієнт загасання - $Q = 0.08$

Розрахункова твердість привода - $C_\Sigma = 19,3 \cdot 10^4$ кг/см. Мінімальна швидкість переміщення супорта – $V_{min} = 1$ м/хв.

Мінімальна подача – $S_{min} = 0,02$ мм/про

Максимальна частота обертання шпинделя – $n_{max} = 3350$ хв⁻¹

Прискорення вільного падіння – $g = 980$ див/з²

Дискрета - $\delta = 10$ мкм.

Розрахункові залежності й обчислення:

Маса рухомих частин супорта

$$m = \frac{G}{g} = \frac{630}{980} = 0,643 \frac{\text{êã} \cdot \tilde{n}^2}{\tilde{n}\text{ì}}$$

Розрахунковий нормальний тиск на напрямних з урахуванням прилипання

$$N = G + P_0 F = 630 + 0,25 \cdot 332 = 713 \text{ кг},$$

тут $F = a \cdot b$ - розрахункова площа напрямних

a - ширина площадки контакту під навантаженням $G = 630$ кг

b - довжина площадки контакту $b = 38$ см

$$a = 2 \cdot 1,08 \sqrt{\frac{G}{E} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 - D_2}}$$

де $D_1 = 140,018$ мм

$D_2 = 139,082$ мм

$E = 2,1 \cdot 10^6$ кг/див².

$$a = 2 \cdot 1,08 \sqrt{\frac{630}{2,1 \cdot 10^6} \cdot \frac{14,018 \cdot 13,982}{14,018 - 13,982}} = 8,73 \tilde{n}\text{ì}$$

$$F = 38 \cdot 8,73 = 332$$

Критична швидкість

$$V_C = \frac{\Delta f \cdot N}{\sqrt{4\pi \cdot \Theta \cdot l_\Sigma \cdot m}} = \frac{0,07 \cdot 713}{\sqrt{4 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 19,3 \cdot 10^4 \cdot 0,643}} = 0,141 \tilde{n}\text{ì} / \tilde{n} = 84,6 \text{ì} / \text{ì} \text{è} \text{í}$$

Величина «стрибка» супорта при швидкості подачі близької до критичного

$$X_{\max} = \frac{\Delta f \cdot N}{l_\Sigma} \sqrt{\frac{\pi}{\Theta}} = \frac{0,07 \cdot 713}{19,3 \cdot 10^4} \sqrt{\frac{3,14}{0,08}} = 16,2 \cdot 10^{-4} \tilde{n}\text{ì} = 16,2 \text{ì} \text{è} \text{ì}$$

Мінімальна подача, при якій може бути реалізована швидкість переміщення супорта, близька до критичного

$$S_C = \frac{V_t}{n_{\max}} = \frac{84,6}{3350} = 0,052 \text{ì} / \text{ì} \text{á} = 52 \text{ì} \text{è} \text{ì} / \text{ì} \text{á} > X_{\max}$$

перевищує максимальний «стрибок» супорта X_{\max}

Швидкість переміщень супорта при S_{\min} і максимальній частоті обертання шпинделя n_{\max}

$$V = S_{\min} \cdot n_{\max} = 0,02 \cdot 3350 = 67 \text{ мм/хв} < V_C$$

нижче критичної

«Стрибок» при цій швидкості:

$$X_{\min} = \frac{\Delta f \cdot N}{C_{\Sigma}} (2 - \pi \cdot \Theta) = \frac{0,07 \cdot 713}{19,3 \cdot 10^4} (2 - 3,14 \cdot 0,08) = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 4,5 \text{ мкм} < \delta = 10 \text{ мкм}$$

4.3. Висновки до розділу

1. Виконано перевірочний розрахунок двигуна приводів верстата з ЧПК подач по тяговій спроможності. Встановлено, що двигун 1FK6083-6AF71-1AA2 із крутним моментом 16 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} , задовольняє умовам вибору.

2. „Стрибки” супорта при критичній швидкості й при швидкості, що відповідає максимальній частоті обертання шпинделя й мінімальній подачі, лежать у допустимих межах. «Стрибки» при встановлюючих переміщеннях менше дискрети.

5. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РОЗТОЧУВАННЯ КОНСОЛЬНОЮ БОРШТАНГОЮ НА ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОМУ ВЕРСТАТІ

Розповсюдженим видом обробки на верстатах токарної групи є обробка консольним інструментом, до якого відносяться оправки, різцетримачі, борштанги та ін. При обробці консольним інструментом при різанні виникають вібрації збільшених амплітуд, що суттєво впливає на зниження точності, якості та продуктивності обробки деталей.

До виникнення надмірних коливань при різанні найбільше схильна консольна борштанга, як найменш жорстка ланка пружної системи верстата. Консольна борштанга в процесі розточування здійснює поздовжні, поперечні та крутильні коливання та має домінуючий вплив на рівень відносних коливань між різальним інструментом і оброблюваною деталлю. Тому, зменшення інтенсивності коливань борштанги та токарно-карусельному верстаті є важливим для підвищення продуктивності, точності та якості обробки.

Коливання, які виникають при різанні достатньо жорстким інструментом, визначаються властивостями всієї багатоконтурної пружної системи верстата. У випадку обробки борштангами рівень коливань інструменту визначається жорсткістю та коливаннями самої борштанги, а втрата вібростійкості виникає в основному на формі її коливань.

Метою дослідження є підвищення режимів вібростійкого розточування на токарно-карусельних верстатах шляхом визначення статичних і динамічних характеристик традиційної та дослідної борштанг, моделювання процесу розточування та визначення напрямків підвищення стійкості обробки.

При моделювання процесу обробки різанням одну із парціальних систем замкненої пружної системи верстата (систему інструменту або систему деталі), що здійснює більш інтенсивні за амплітудою коливання, вважають домінуючою системою. Наприклад, при токарній обробці нежорсткої деталі домінуючою, як правило, є система деталі, а при розточуванні консольною борштангою – система інструменту. Таким чином для аналізу можна використати домінуючу

коливальну систему, замінивши зв'язок парціальних систем через процес різання в замкненій пружній системі дією сили різання.

Для теоретичного аналізу коливальних процесів при обробці консольними борштангами на токарно-карусельному верстаті розроблено принципову схему домінуючої коливальної системи (рис. 5.1).

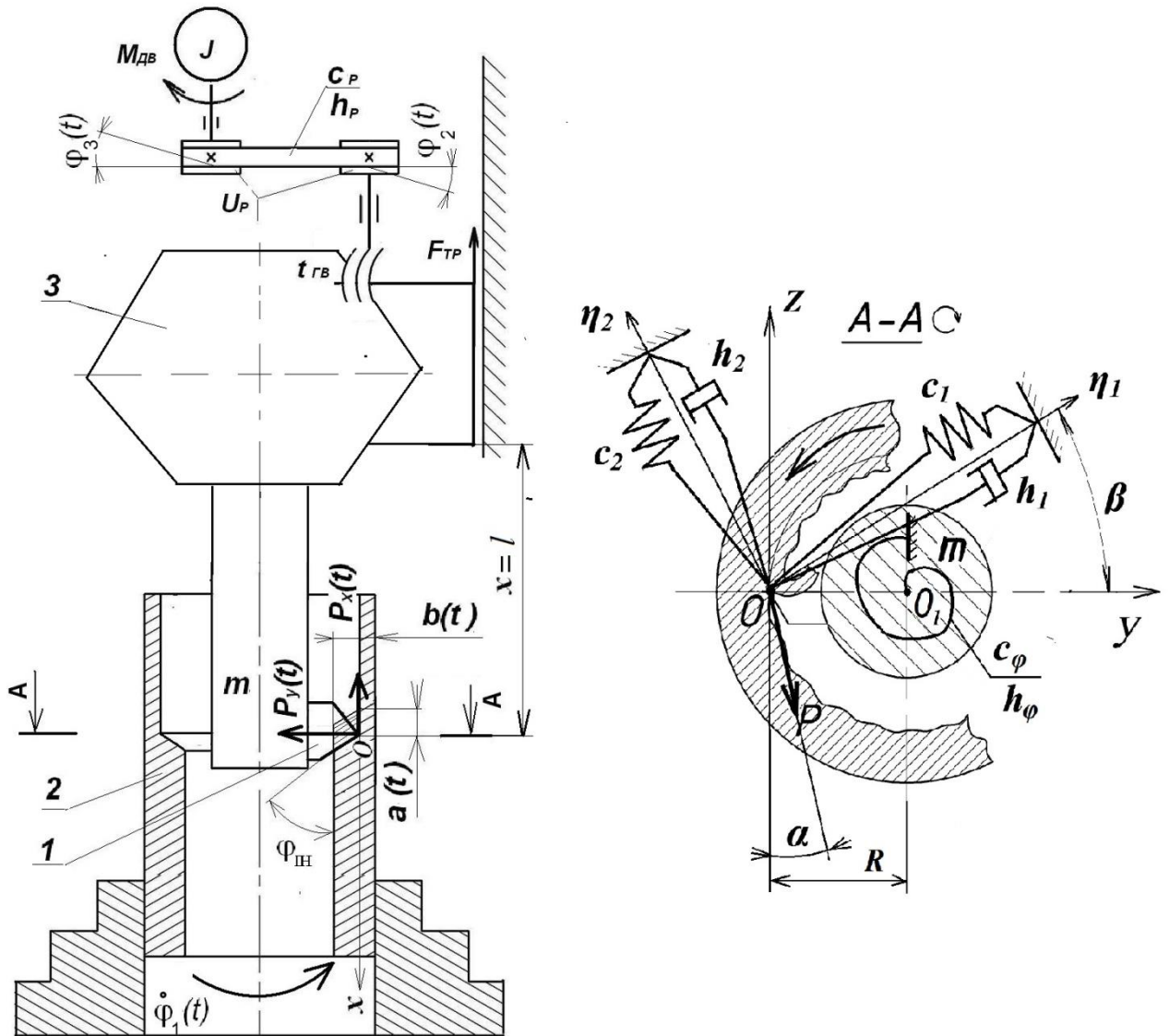


Рис. 5.1. Схема процесу розточування на токарно-карусельному верстаті

При побудові математичної моделі прийняті наступні допущення: - у якості домінуючої коливальної системи розглядається консольна борштанга з різцем 1, встановлена без обертання в інструментальному отворі револьверної головки 3 верстата і здійснює обробку деталі 2; - модель побудована з використанням головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які

визначають рух інструменту в довільній площині yOz ; - маса коливальної системи m приведена до вершини різця; - припускається, що маса m рухається тільки в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$; - досліджуються тільки коливання в площині yOz . На масу m діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця. Модель пружної системи інструменту представлена як система з трьома степенями вільності. За початок координат прийнято вершину різця (т. O). Вісь Oy направлено по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь Oz – перпендикулярно до неї. Сила різання $P(t)$ прикладена під кутом α до осі Oz , а головні координати $O\eta_1$ і $O\eta_2$ розвернуті під кутом β до узагальнених координат Oy і Oz .

Рівняння руху системи за нормальними координатами представлено у вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = -P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \\ J \cdot \ddot{\varphi} + h_\varphi \cdot \dot{\varphi} + c_\varphi \cdot \varphi = P(t) \cdot \cos \alpha \cdot R \end{cases} \quad (1)$$

де: m , J - приведена маса та момент інерції системи; h_1 і h_2 - приведені коефіцієнти демпфірування та c_1 і c_2 - приведені коефіцієнти жорсткості в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$, приведені коефіцієнти крутильної жорсткості c_φ та демпфірування h_φ навколо осі x , R – поточний радіус обробки.

Для зв'язку узагальнених координат y і z з головними координатам η_1 і η_2 використовується рівняння:

$$\begin{cases} y = \eta_1 \cdot \cos(\beta + \varphi) - \eta_2 \cdot \sin(\beta + \varphi) \\ z = \eta_1 \cdot \sin(\beta + \varphi) + \eta_2 \cdot \cos(\beta + \varphi) \end{cases} \quad (2)$$

де φ – кут повороту борштанги навколо осі x від навантаження моментом сили різання $P(t)$ в т. O .

Сила різання $P(t)$ представляється у вигляді [4]:

$$P(t) = K_{num} a(t) \cdot b(t), \quad (3)$$

де $a(t)$ і $b(t)$ – поточні значення товщини і глибини зрізу, що змінюються в часі в залежності від інтенсивності відносних коливань інструменту і деталі при

різанні, K_{num} - питома сила різання, що дорівнює $K_{num} = \sigma_0 \cdot \xi$, де σ_0 - умовне напруження, ξ - усадка стружки.

Поточне значення приведеної товщини зрізу $a(t)$ можна визначити, якщо величину швидкості $\dot{x}(t)$ переміщення борштанги (m) в напрямку поздовжньої подачі поділити на частоту обертання деталі $\dot{\phi}_1(t)$. Зв'язок рухів двох динамічних систем приводу подачі інструменту та приводу деталі дає можливість отримати значення перемінної у часі величини подачі різця на оберт деталі, що фактично і визначає товщини зрізу у вигляді:

$$a(t) = \frac{\dot{x}(t)}{\dot{\phi}_1(t)} \cdot 2\pi. \quad (4)$$

Поточне значення глибини різання визначається складовими:

$$b(t) = b_0 + \Delta_y(t) + e \cdot \sin \phi(t), \quad (5)$$

де b_0 – задана глибина різання; e – ексцентриситет заготовки; $\Delta_y(t)$ - складова, обумовлена відносними пружними деформаціями пружних систем інструменту та деталі вздовж осі Oy під дією сили різання $P(t)$.

Координатою, що визначає поступальний рух системи від положення статичної рівноваги, для маси m прийнято координату Ox . Узагальненими координатами для обертальної частини приводу подач вибрано кут повороту ходового гвинта $\phi_2(t)$ з кроком $t_{ГВ}$ та кут повороту ротора двигуна $\phi_3(t)$ з моментом інерції J , що приведений до ходового гвинта через передаточне відношення пасової передачі U_p з параметрами демпфірування h_p та жорсткості c_p . На систему приводу діють обертовий момент електродвигуна $M_{ДВ}(t)$, осьова $P_x(t)$ та радіальна $P_y(t)$ складові сили різання $P(t)$, а також сумарна сила тертя $F_{ТР}$.

За виразами (1-5) побудована математична модель динамічної системи процесу розточування, що дозволяє визначити вплив конструктивних параметрів консольної борштанги на стійкість процесу розточування.

5.1. Реалізація математичної моделі процесу розточування

борштангою на токарно-карусельному верстаті

Побудова математичної моделі здійснена з використанням програми MATLAB/Simulink [7, 8, 9]. Simulink призначений для моделювання та

аналізу динамічних систем та підтримує лінійні і нелінійні системи у неперервному та дискретному часі. Simulink автоматизує найбільш трудомісткий етап моделювання алгебраїчних та диференціальних рівнянь і є представником візуально-орієнтованої мови програмування.

На рис. 5.2 наведено блок математичної моделі руху вершини різця борштанги в напрямку однієї з головних осей координат $O\eta_1$ чи $O\eta_2$. Модель розраховує траєкторію руху приведеної маси m під дією зовнішнього навантаження від складової сили різання $P(t)$ в напрямках координат $O\eta_1$ чи $O\eta_2$.

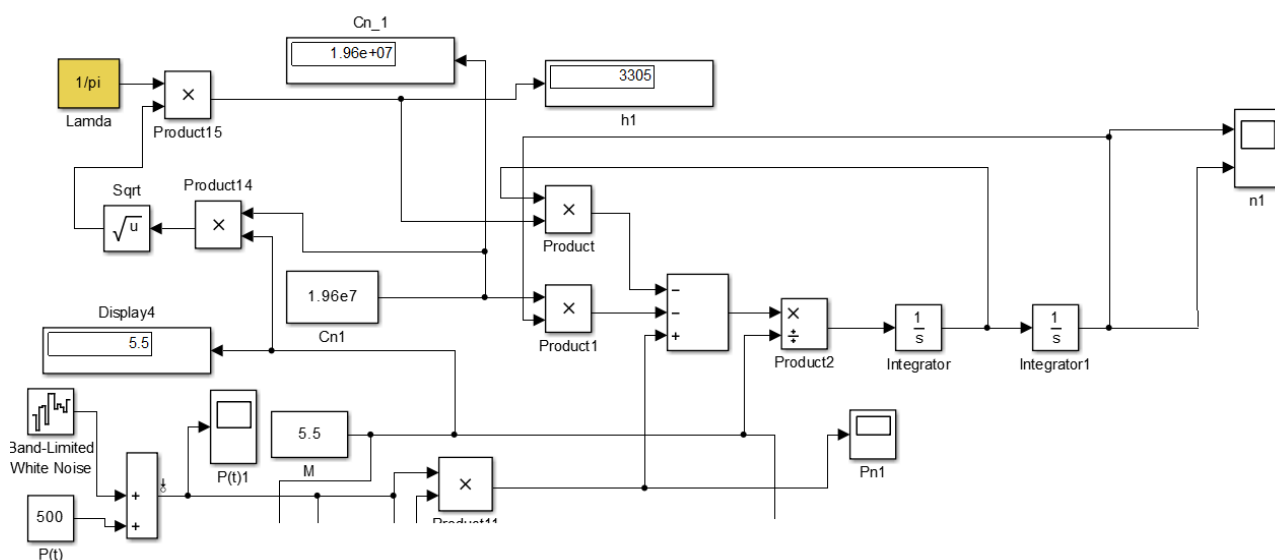


Рис. 5.2. Блок математичної моделі руху вершини різця борштанги в напрямках головних координат $O\eta_1$ та $O\eta_2$

Цей блок математичної моделі руху еквівалентний до першого та другого рівняння системи (1).

На рис. 5.3. наведено приклад результату розрахунку траєкторії руху вершини різця борштанги в напрямку осі $O\eta_2$ за час $t = 0,1$ с.

Дана траєкторія розрахована для таких геометричних параметрів консольної частини борштанги: довжина консолі $L = 300$ мм, діаметр консолі $D = 80$ мм.

В прикладі розрахунку враховано радіальну жорсткість консолі борштанги в місті встановлення різця $C = 1,97 \cdot 10^7$ Н/м та приведену до вершини різця масу $m = 5,5$ кг. Ці параметри забезпечують частоту вільних

коливань борштанги $f = 300$ Гц, що наближена до результатів експериментальних досліджень.

Сила різання $P(t)$ представлена у вигляді постійної та змінної складових. Постійною складовою сили в моделі є константа $P = 500$ Н, а змінна складова додається до константи у вигляді «білого шуму». На рис. 5.4 наведено приклад розрахунку сили $P(t)$, що є зовнішнім навантаженням пружної системи борштанги.

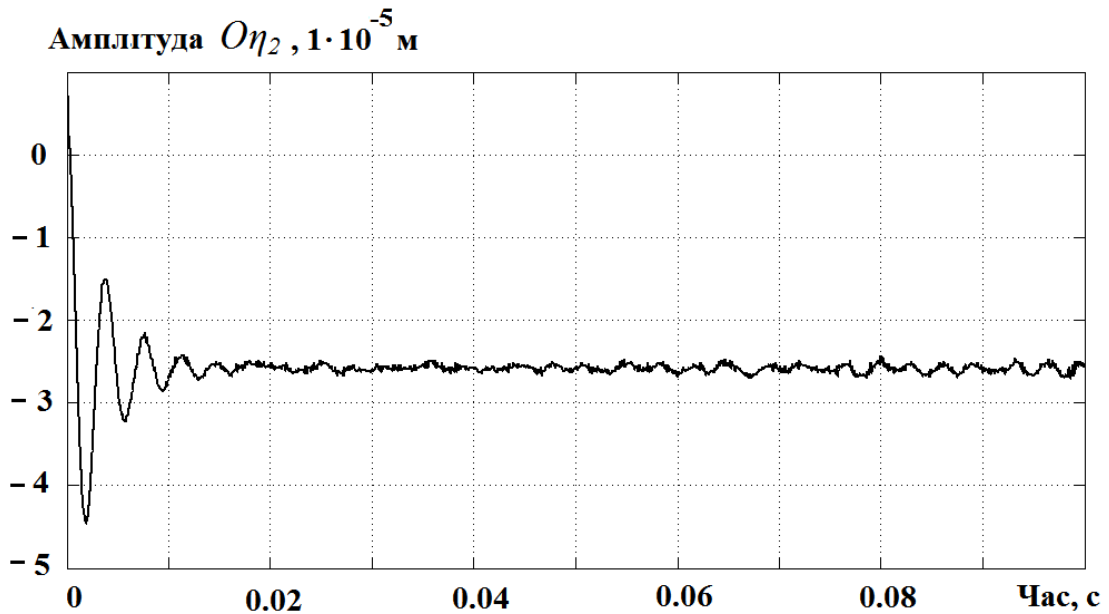


Рис. 5.3. Фрагмент математичної моделі руху вершини різця борштанги в напрямку головної осі координат $O\eta_2$

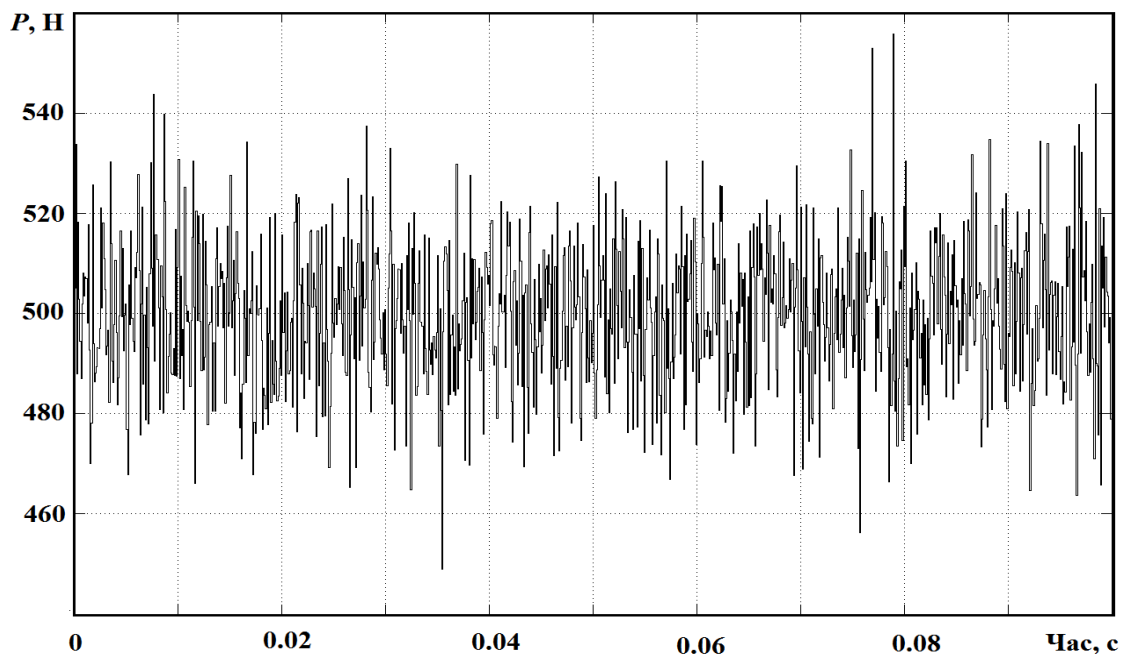
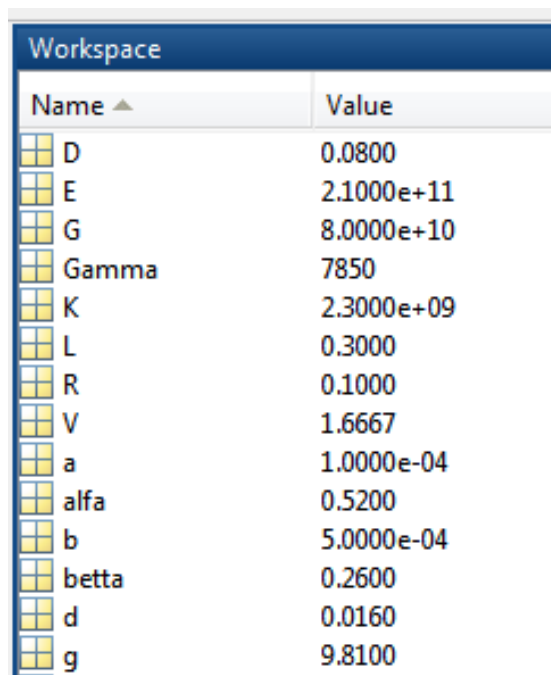


Рис. 5.4. Приклад розрахунку сили різання $P(t)$

Для введення початкових даних до математичної моделі та забезпечення їх варіювання у встановлених межах використано блок в середовищі «Workspace» MATLAB, загальний вигляд якого наведений на рис. 5.5.



Name ▲	Value
D	0.0800
E	2.1000e+11
G	8.0000e+10
Gamma	7850
K	2.3000e+09
L	0.3000
R	0.1000
V	1.6667
a	1.0000e-04
alfa	0.5200
b	5.0000e-04
betta	0.2600
d	0.0160
g	9.8100

Рис. 5.5. Початкові дані математичної моделі в середовищі
«Workspace» MATLAB

Загальний вигляд математичної моделі в програмному середовищі MATLAB/Simulink наведений на рис. 5.6.

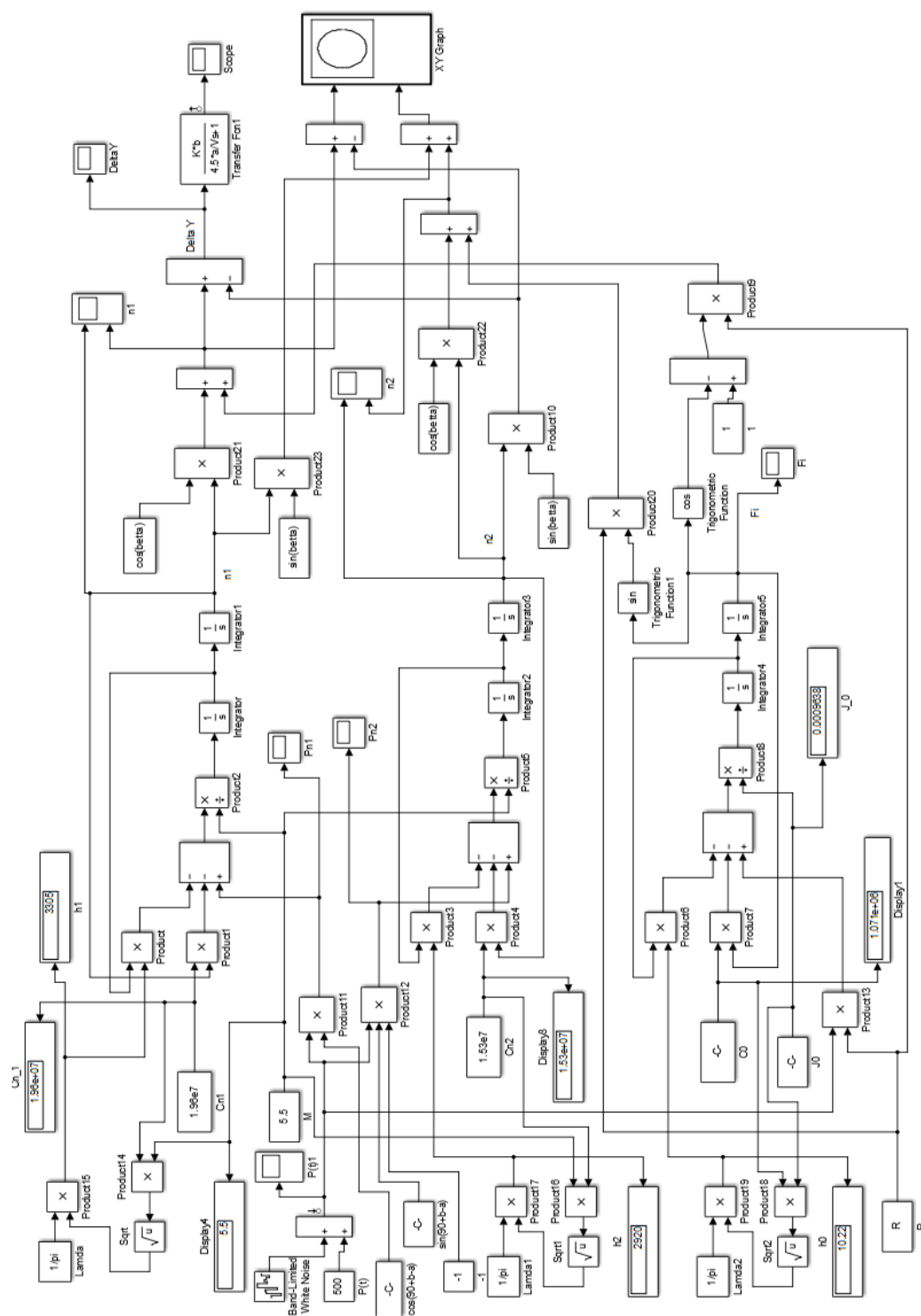


Рис. 5.6. Загальний вигляд математичної моделі процесу розточування консольною борштангою на токарно-карусельному верстаті

5.2. Теоретичне визначення впливу орієнтації головних осей жорсткості пружної системи консольної борштанги на формоутворення при розточування на токарно-карусельному верстаті

Базова конструкція консольної частини борштанги для розточування на токарно-карусельному верстаті в перерізі, перпендикулярному до поздовжньої

осі, має форму кола (рис. 5.7). Відповідно до цього, радіальна жорсткість консольної частини борштанги не залежить від кута її повороту відносно напрямку дії радіального навантаження. Однак, змінюючи форму поперечного перерізу консольної частини борштанги можна конструктивно забезпечити наявність осей найбільшої та найменшої радіальної жорсткості та змінювати їх орієнтацію відносно базових поверхонь для кріплення розточувального різця.

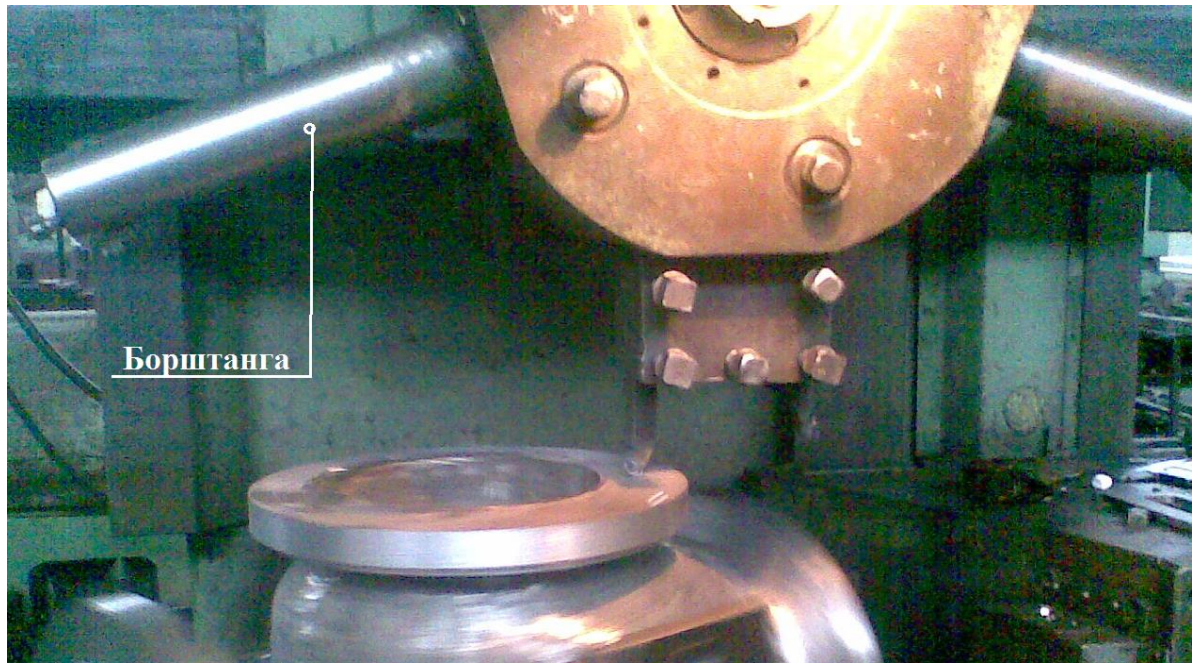


Рис. 5.7. Робоча зона токарно-карусельного верстата

Відомо [6], що для підвищення режимів вібростійкого розточування необхідно забезпечити наступні умови:

- встановити кут розвороту головних осей жорсткості пружної системи інструменту β (див. рис. 5.1) наближеним по величині, до половини кута α напрямку дії сили різання P відносно дотичної площини до оброблюваної поверхні, а саме $\beta = \alpha/2$, що є однією з основних умов вібростійкої токарної обробки консольним різальним інструментом;
- конструктивно забезпечити співвідношення мінімальної та максимальної жорсткостей на консолі борштанги в напрямках головних осей жорсткості $c_{\min}/c_{\max} \approx 0,7$.

Розрахунок траєкторії руху вершини різця борштанги в процесі розточування здійснювався для двох конструкцій борштанг – базової та з орієнтованою жорсткістю, що може бути реалізована за рахунок зрізання

лиски на боковій поверхні консольної частини борштанги під кутом β до базових поверхонь для встановлення різця.

Для розрахунку вибрано борштанги з наступними геометричними розмірами: довжина консолі $L = 300$ мм, діаметр консолі $D = 80$ мм. Радіальна жорсткість консолі базової борштанги в місті встановлення різця $C = 1,97 \cdot 10^7$ Н/м, радіальна жорсткість консолі борштанги з орієнтованою жорсткістю в напрямках головних осей координат - $C_1 = 1,97 \cdot 10^7$ Н/м та $C_2 = 1,53 \cdot 10^7$ Н/м.

На рис. 5.8 та рис. 5.9 наведені розрахункові траєкторія руху вершини різця базової борштанги при розточуванні діаметру 100 мм в координатній системі yOz при навантаженні силою різання $P = 500$ Н (рис. 5.8) та $P = 1000$ Н (рис. 5.9) при куті розвороту головних осей жорсткості пружної системи борштанги $\beta = 0^\circ$ та при куті дії сили різання $\alpha = 30^\circ$.

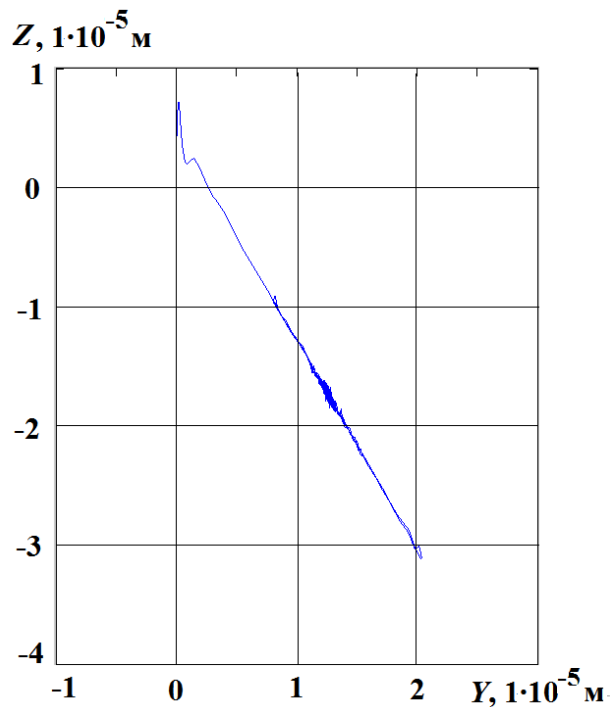


Рис. 5.8. Розрахункова траєкторія руху вершини різця базової борштанги в координатній системі yOz при навантаженні силою різання $P = 500$ Н

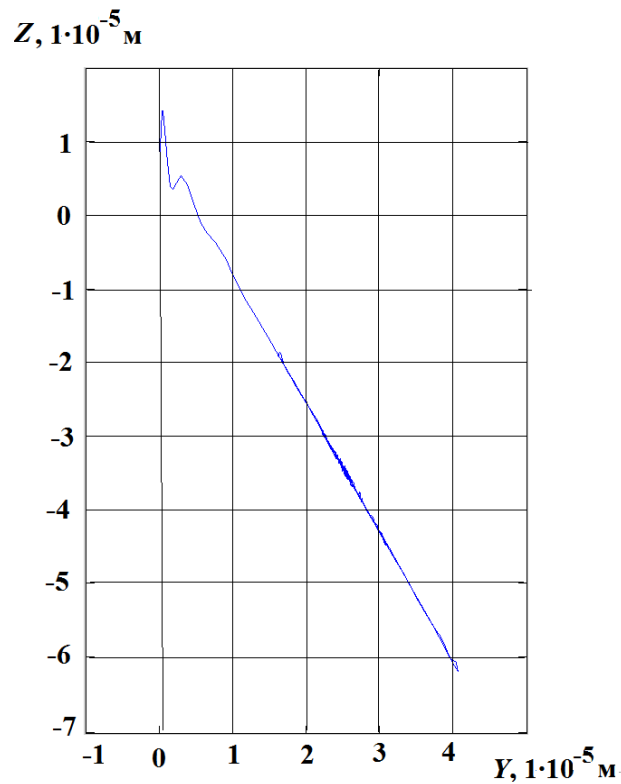


Рис. 5.9. Розрахункова траєкторія руху вершини різця базової борштанги в координатній системі yOz при навантаженні силою різання $P = 1000$ Н

На рис. 5.10 та рис. 5.11 наведені розрахункові траєкторії руху вершини різця борштанги з орієнтованою жорсткістю при розточуванні діаметру 100 мм в координатній системі yOz при навантаженні силою різання $P = 500$ Н (рис. 3.10) та $P = 1000$ Н (рис. 3.11) при куті розвороту головних осей жорсткості пружної системи борштанги $\beta = 12^\circ$ та при куті дії сили різання $\alpha = 30^\circ$.

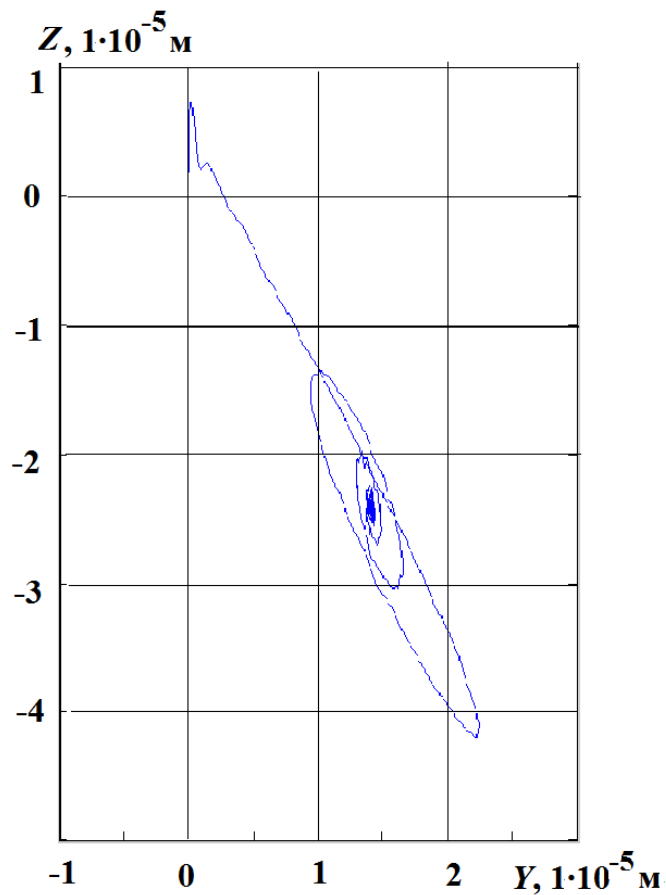


Рис. 5.10. Розрахункова траєкторія руху вершини різця борштанги з орієнтованою жорсткістю в координатній системі yOz при навантаженні силою різання $P = 500$ Н

Аналіз розрахункових траєкторій руху вершини різця двох борштанг в площині yOz (рис. 5.8 – 5.11) показує, що вершина різця борштанги з орієнтованою жорсткістю ($\beta = 12^\circ$) після врізання і переходу до сталого точіння здійснює коливальні рухи більшої амплітуди в напрямку однієї з головних осей координат, а саме в напрямку осі найменшої жорсткості.

Разом з тим, вершина різця базової борштанги після врізання і переходу до сталого точіння здійснює коливальні рухи в напрямку сили різання, при цьому, зміна напрямку сили різання внаслідок коливальних рухів вершини різця відносно центру деталі може призвести до втрати вібростійкості пружною системою інструменту.

Враховуючи викладене можна зробити висновок, що траєкторія коливальних рухів вершини різця борштанги з орієнтованою жорсткістю менше залежить від зміни напрямку дії сили різання при розточуванні, а

головним чином визначається направленою жорсткістю борштанги, що може забезпечити підвищення режимів вібростійкого розточування.

Однак, ці висновки є попередніми і потребують подальшого уточнення як результатами моделювання, так і результатами експериментальних досліджень.

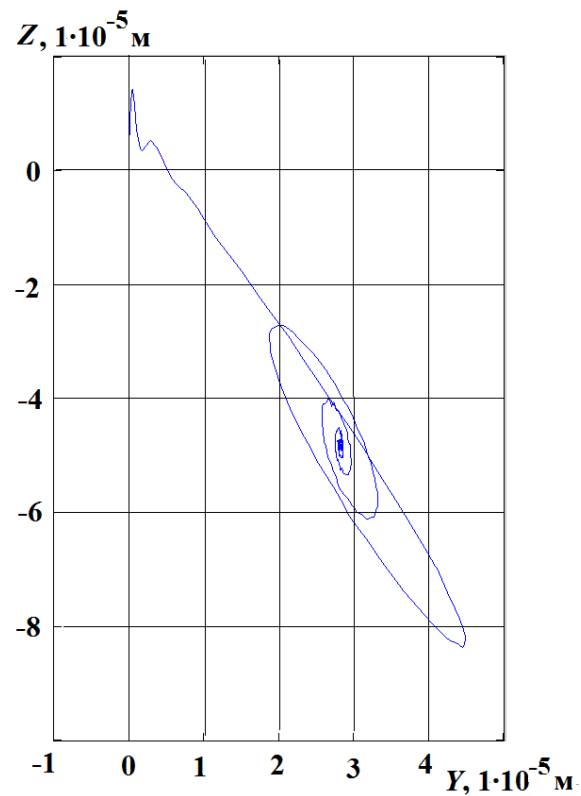


Рис. 5.11. Розрахункова траєкторія руху вершини різця борштанги з орієнтованою жорсткістю в координатній системі yOz при навантаженні силою різання $P = 1000$

6. РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РОЗТОЧУВАЛЬНОЇ БОРШТАНГИ З ОРІЄНТОВАНОЮ ЖОРСТКІСТЮ

Особливістю процесу розточування консольною борштангою на токарно-карусельному верстаті є невисокі режими різання на переходах чорнової та напівчистової обробки, що пов'язано з обмеженою радіальною жорсткістю борштанги. Крім того, більшість розточувальних борштанг мають форму циліндра чи конуса (10 – 20) і колова радіальна жорсткість таких конструкцій не має явно виражених осей найбільшої і найменшої жорсткості в зоні встановлення різця в площини, перпендикулярній до осі борштанги. Це призводить до суттєвого впливу координатного зв'язку на збільшення амплітуд автоколивань консольної частини борштанги при різанні і зниження режимів вібростійкого різання.

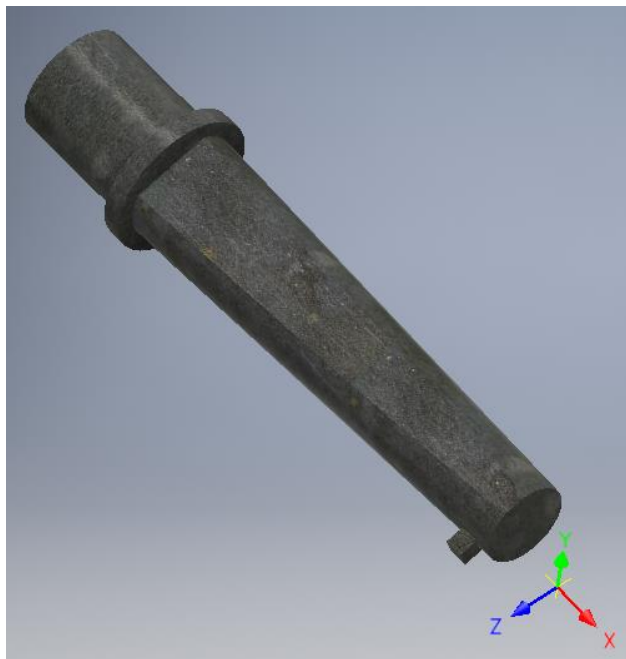
З метою зменшення впливу координатного зв'язку на вібростійкість при обробці консольними борштангами запропоновано використати результати теоретичних досліджень, що наведені в розділі 5, а саме те, що найбільш вібростійкою при різанні є пружна система інструменту, у якої кут β розвороту головних осей жорсткості дорівнює половині кута напрямку дії сили різання P , а саме $\beta = \alpha/2$. Крім того, для збільшення граничної ширини зрізу b при обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням рекомендовано забезпечити співвідношення жорсткостей оснащення за напрямками головних осей координат $c_1/c_2 \approx 0,7$, або $c_1/c_2 \approx 1,4$ при зміні напрямку головних осей жорсткості на 90° .

Ці положення теоретичних досліджень використані в новій конструкції борштанги, загальний вигляд твердотільної моделі якої наведений на рис. 5.1. На консольній частині борштанги, що за розмірами повністю аналогічна штатній конструкції верстата, вирізано відповідним чином лиску, кутове положення якої відносно поверхонь для базування різця та глибина знятого припуску дозволяють виконати вищенаведені теоретичні положення. Для підтвердження цього проведені порівняльні розрахунки статичних

характеристик двох конструкцій борштанг, що наведені на рис. 6.1, а та рис. 6.1, б.



а)



б)

Рис. 6.1. Твердотільні моделі розточувальних борштанг токарно-карусельного верстата: а) базова (штатна) борштанга; б) борштанга з орієнтованою жорсткістю

Для визначення радіальної жорсткості консольних частин борштанг на базі їх твердотільних моделей створено розрахункові моделі для дослідження з використанням методу скінченних елементів. На рис. 6.2 наведені розрахункові моделі борштанг із скінченно-елементною сіткою.



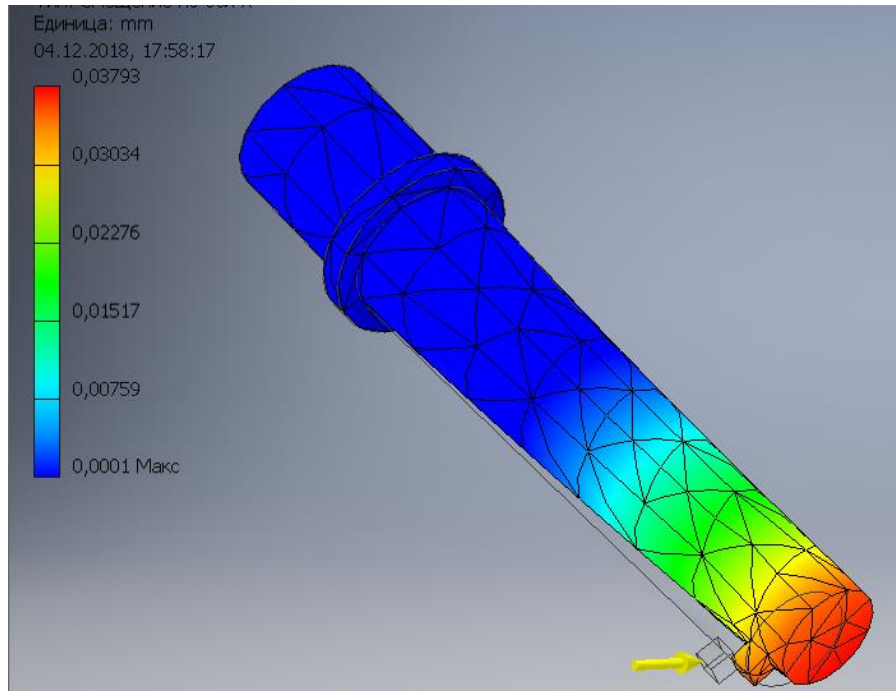
а)



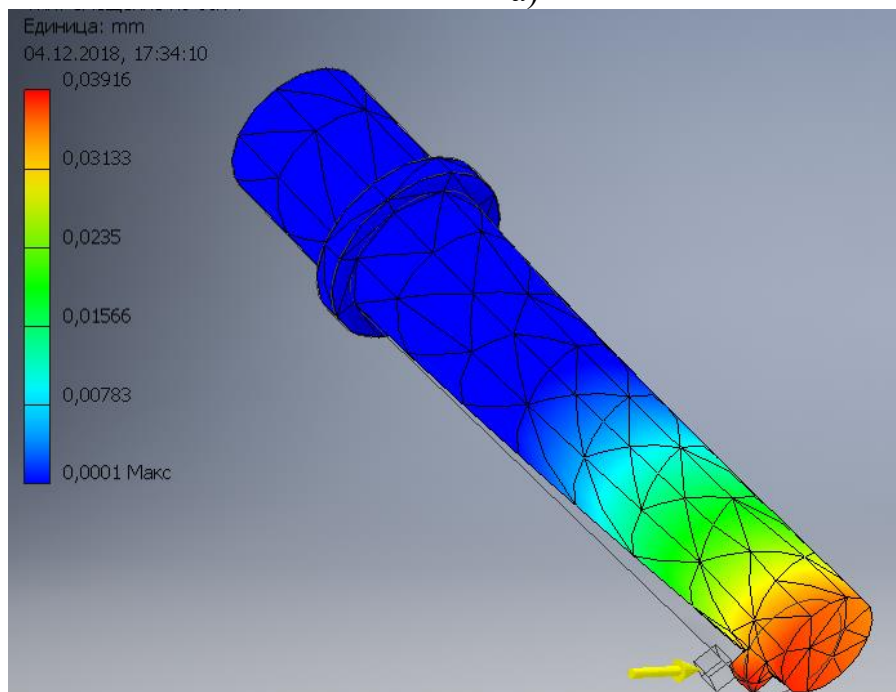
б)

Рис. 6.2. Розрахункові моделі розточувальних борштанг токарно-карусельного верстата: а) базова (штатна) борштанга; б) борштанга з орієнтованою жорсткістю

На рис. 6.3 показано приклади картин деформацій штатної борштанги в радіальному Z та тангенціальному U напрямках.



а)



б)

Рис. 6.3. Картины деформаций штатной борштанги в радиальном Z (а) та тангенциальном U (б) напрямках

В результаті виконаних розрахунків отримано колову діаграму деформацій консольної частини циліндричної борштанги в точці прикладання сили різання, що наведена на рис. 6.4.

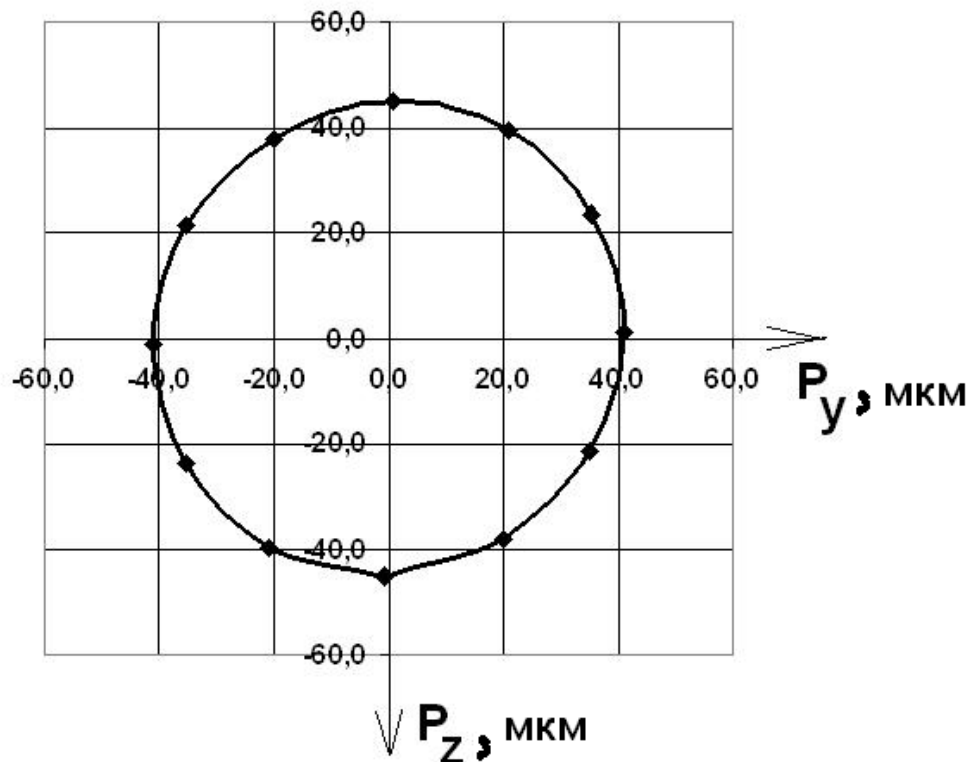


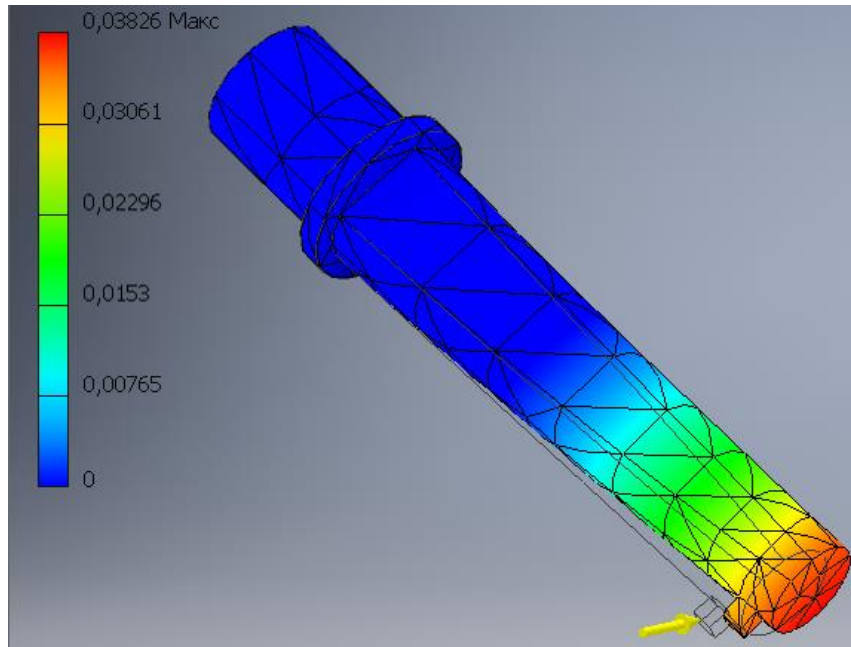
Рис. 6.4. Колова діаграма деформацій консольної частини штатної борштанги в точці прикладання сили різання P на вершині різця від навантаження силою 1000 Н

Виконані розрахунки дозволили визначити жорсткість консольної частини штатної борштанги в напрямках дії складових P_y та P_z сили різання, які дорівнюють відповідно: $C_y = 22,2$ Н/мкм та $C_z = 24,4$ Н/мкм. Співвідношення жорсткостей $C_y/C_z = 0,91$.

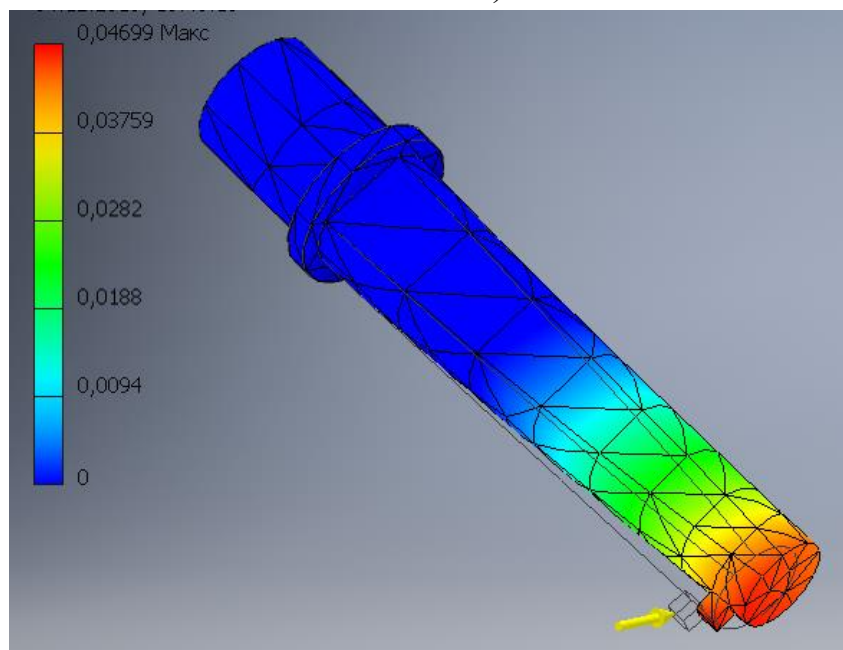
Різницю в жорсткостях між C_y та C_z можна пояснити тим, що сила різання прикладалась до осі борштанги, а на вильоті різця 15 мм.

Аналіз форми колової діаграми показує, що досить складно визначити напрямки осей найбільшої та найменшої жорсткості внаслідок незначної різниці між C_y та C_z . Саме така картина деформацій з невизначеним положенням головних осей жорсткості може бути одним із головних чинників збільшення амплітуд автоколивальних рухів різця в борштангах такого типу при розточувальних операціях.

На рис. 6.5 показано приклади картин деформацій борштанги з орієнтованою жорсткістю в радіальному Z та тангенціальному Y напрямках.



а)



б)

Рис. 6.5. Картини деформацій борштанги з орієнтованою жорсткістю в радіальному Z (а) та тангенціальному Y (б) напрямках

В результаті виконаних розрахунків борштанги з орієнтованою жорсткістю отримано колову діаграму деформацій її консольної частини в точці прикладання сили різання, що наведена на рис. 6.6.

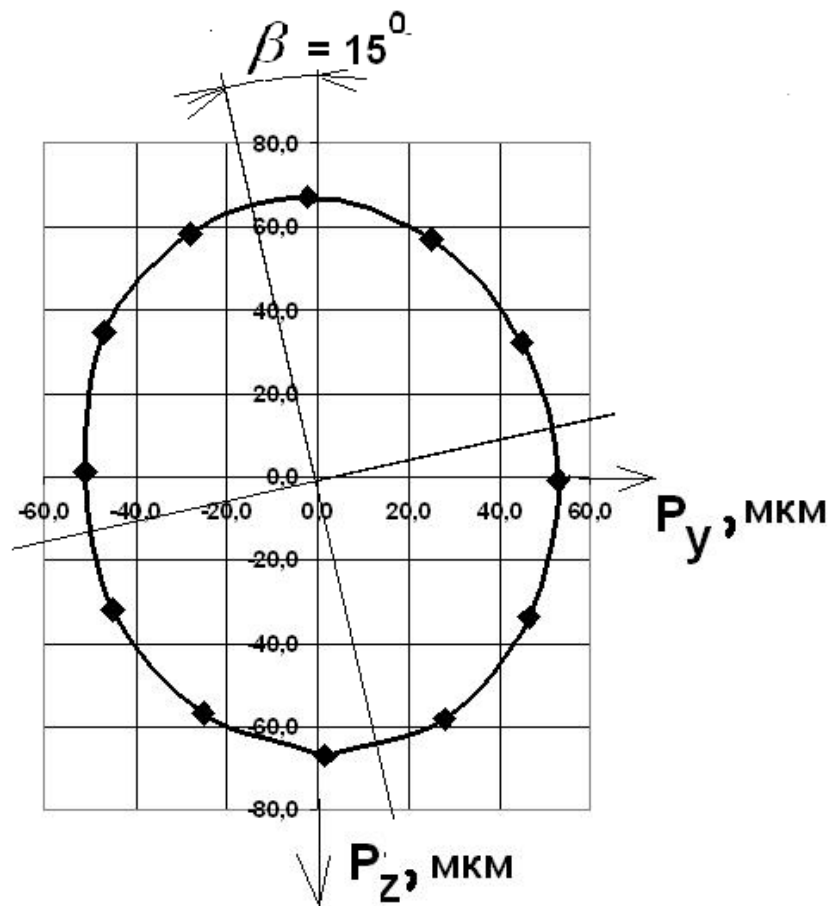


Рис. 6.6. Колова діаграма деформацій консольної частини борштанги з орієнтованою жорсткістю в точці прикладання сили різання P на вершині різця від навантаження силою 1000 Н

Виконані розрахунки дозволили визначити жорсткість консольної частини борштанги з орієнтованою жорсткістю в напрямках головних осей жорсткості, які дорівнюють відповідно: $C_{\max} = 19,6$ Н/мкм та $C_{\min} = 15,3$ Н/мкм.

Порівняльний аналіз результатів розрахунків двох форм консольних частин борштанг показав, що внаслідок виконання лиски на консольній частині борштанги жорсткість в напрямку дії складової P_y сили різання зменшилась на 12 % , хоча вдалось забезпечити наявність чітко визначених положень головних осей жорсткості консольної частини борштанги, при цьому кут розвороту цих осей $\beta \approx 15^\circ$, а співвідношення жорсткостей $C_{\min}/C_{\max} = 0,78$. ці результати досліджень дозволили сконструювати

борштангу з орієнтованою жорсткістю з параметрами консольної частини, що відповідають результатам теоретичних досліджень розділу 5 роботи.

6.1. Результати дослідження динамічних характеристик розточувальної борштанги

Для дослідження динамічних характеристик розточувальних борштанг використано стенд, побудований на базі токарно-гвинторізного верстата мод. 1К62, в якому замість чотирьохпозиційного різцетримача на поперечних полозках супорта встановлено корпус для базування та кріплення розточувальних борштанг токарно-карусельного верстата. Необхідність такого стенду викликана відсутністю в лабораторії кафедри токарно-карусельного верстата та значним часом, що необхідний для проведення початкового етапу досліджень та можливого внесення змін в конструктивні параметри запропонованої борштанги, який не можна використати на реальному виробництві у зв'язку із завантаженням верстатів виробничою програмою.

Для визначення динамічних характеристик борштанг під час випробувань на стенді використано комплект апаратури, що складається з вимірювача шуму і вібрацій ИШВ із п'єзоелектричним акселерометром типу Д13, АЦП та програми спектрального аналізу SpectraLab на комп'ютері.

Загальний вигляд випробувального стенду показаний на рис. 6.7.

На першому етапі досліджень визначались частоти власних коливань консольної частини двох борштанг, штатної та з орієнтованою жорсткістю в напрямках складових P_y та P_z сили різання. Імпульсний вплив на консольну частину борштанги здійснювався молотком з гумовим наконечником.

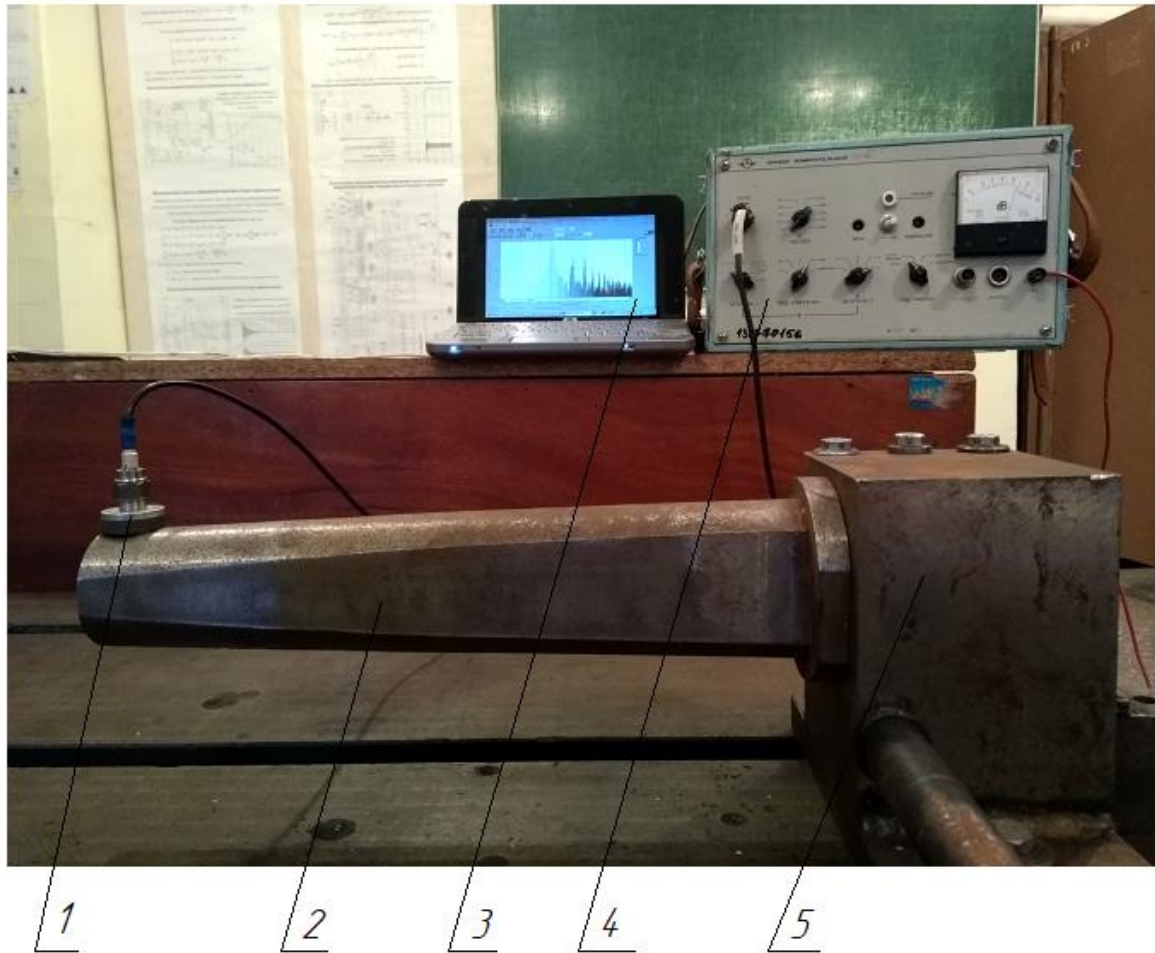


Рис. 6.7. Загальний вигляд стенду для дослідження динамічних характеристик розточувальних борштанг: 1 – п'єзоелектричний акселерометр типу Д13, 2 – розточувальна борштанга, 3 – комп'ютер з програмою спектрального аналізу SpectraLab, 4 – вимірювач шуму і вібрацій ИШВ, 5 – корпус для кріплення борштанги на супорті верстата

На рис. 6.8 – 6.10 наведені спектри вільних коливань консольних частин двох типів борштанг. Як видно із спектральних характеристик, частоти власних коливань штатної борштанги та борштанги з орієнтованою жорсткістю відрізняються несуттєво, що може бути пояснено достатньо близькими характеристиками статичної жорсткості консольних частин борштанг.

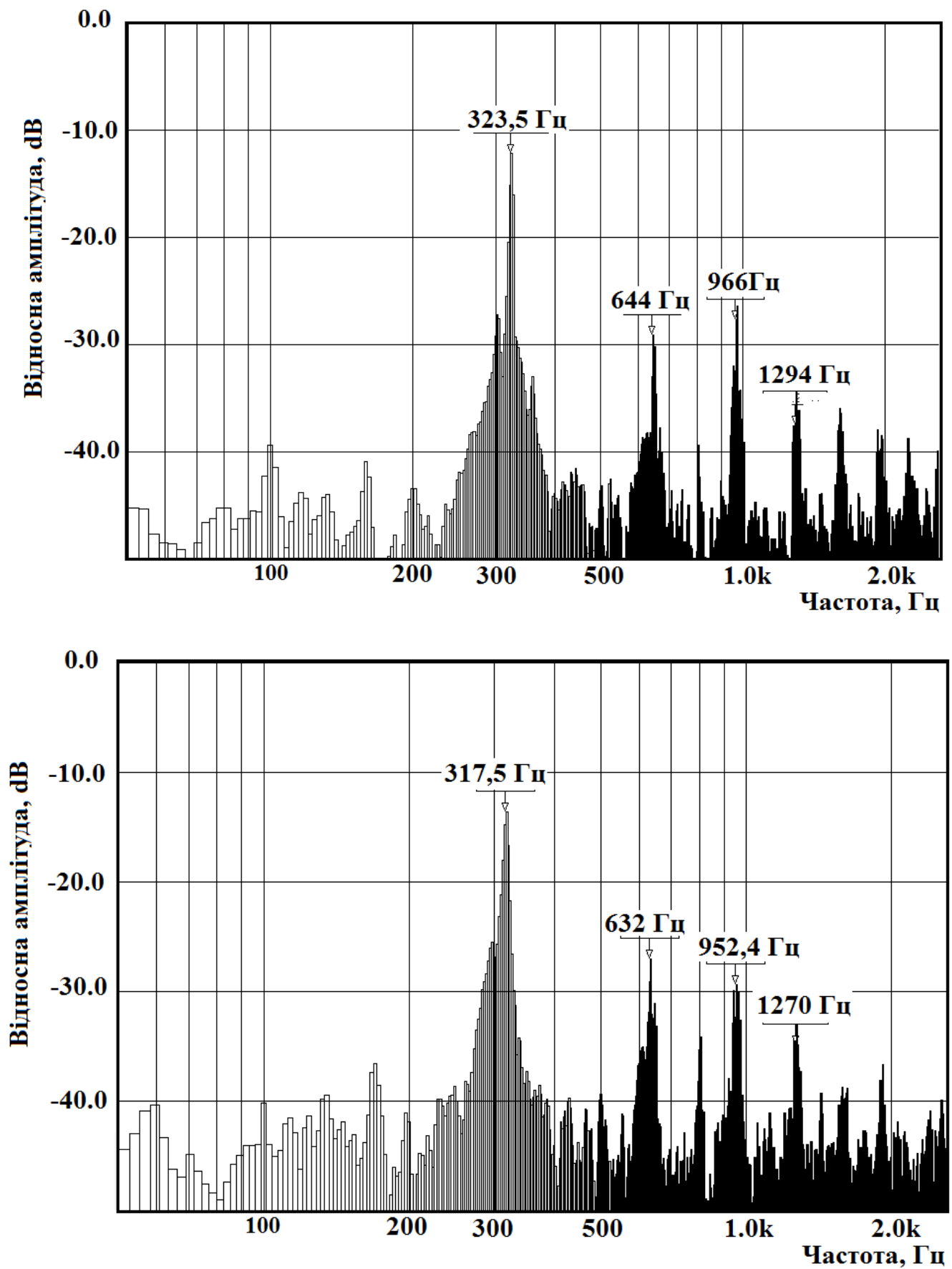


Рис.6.8. Спектр вільних коливань штатної борштанги на консолі 300 мм

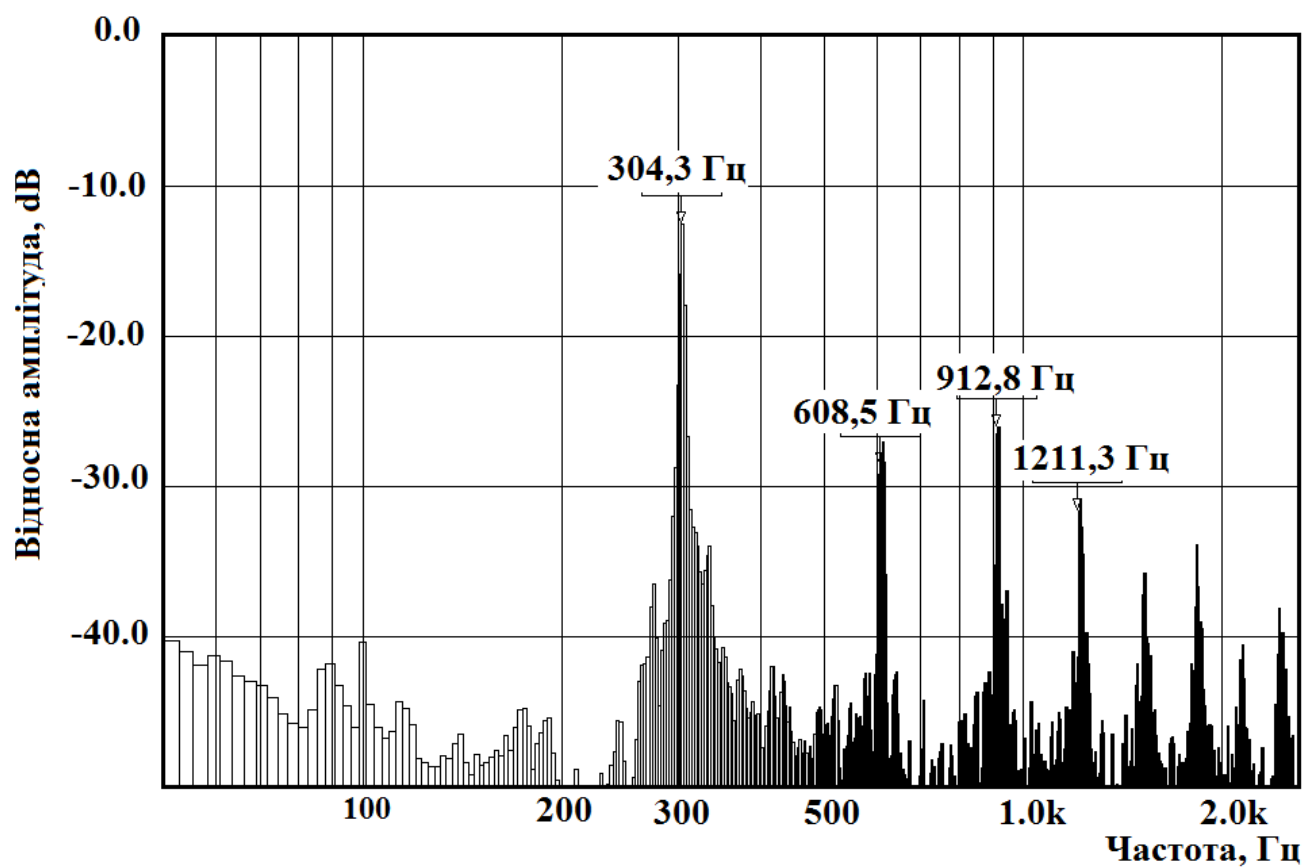
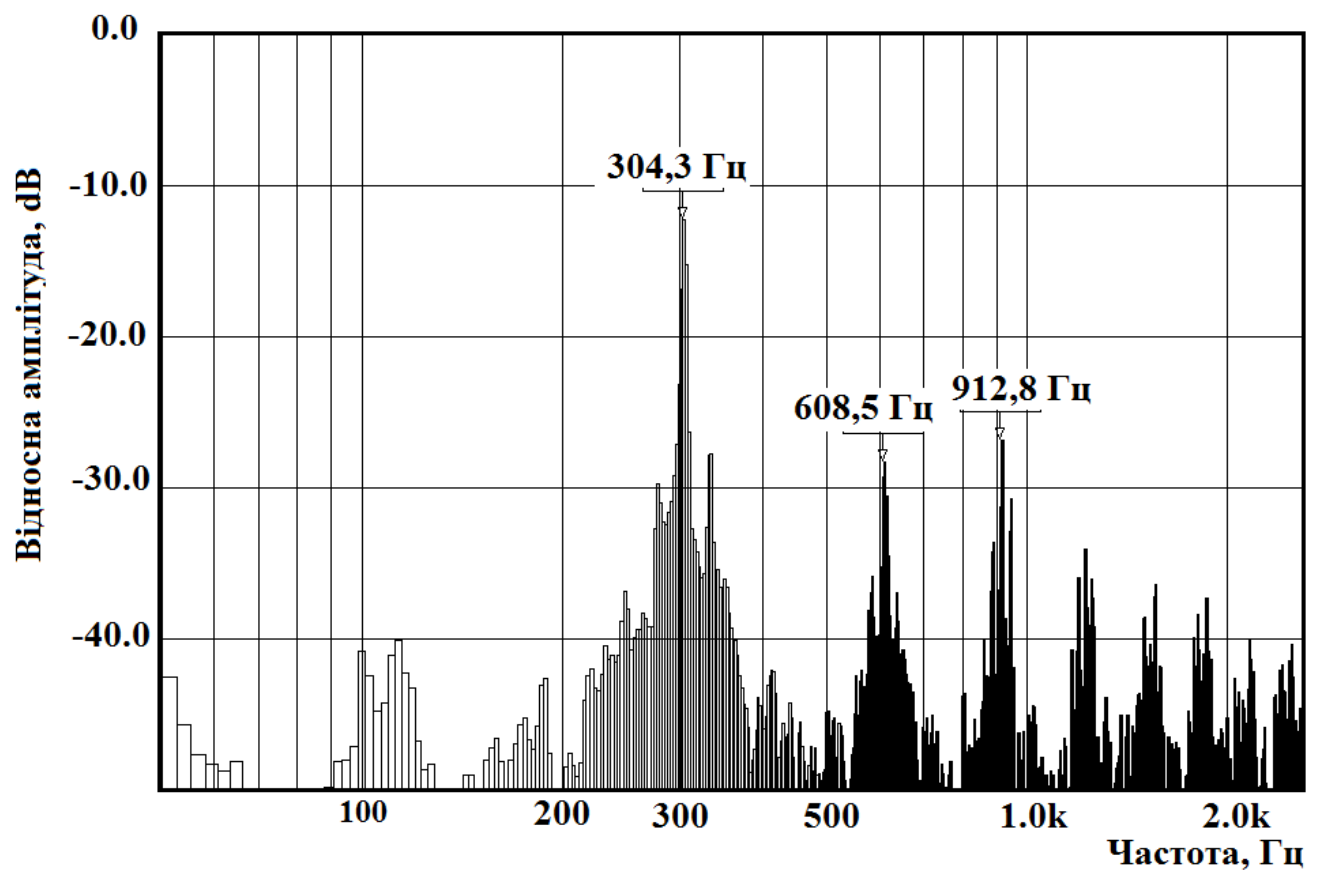


Рис.6.9. Спектр вільних коливань борштанги з орієнтованою жорсткістю - на стороні лиски

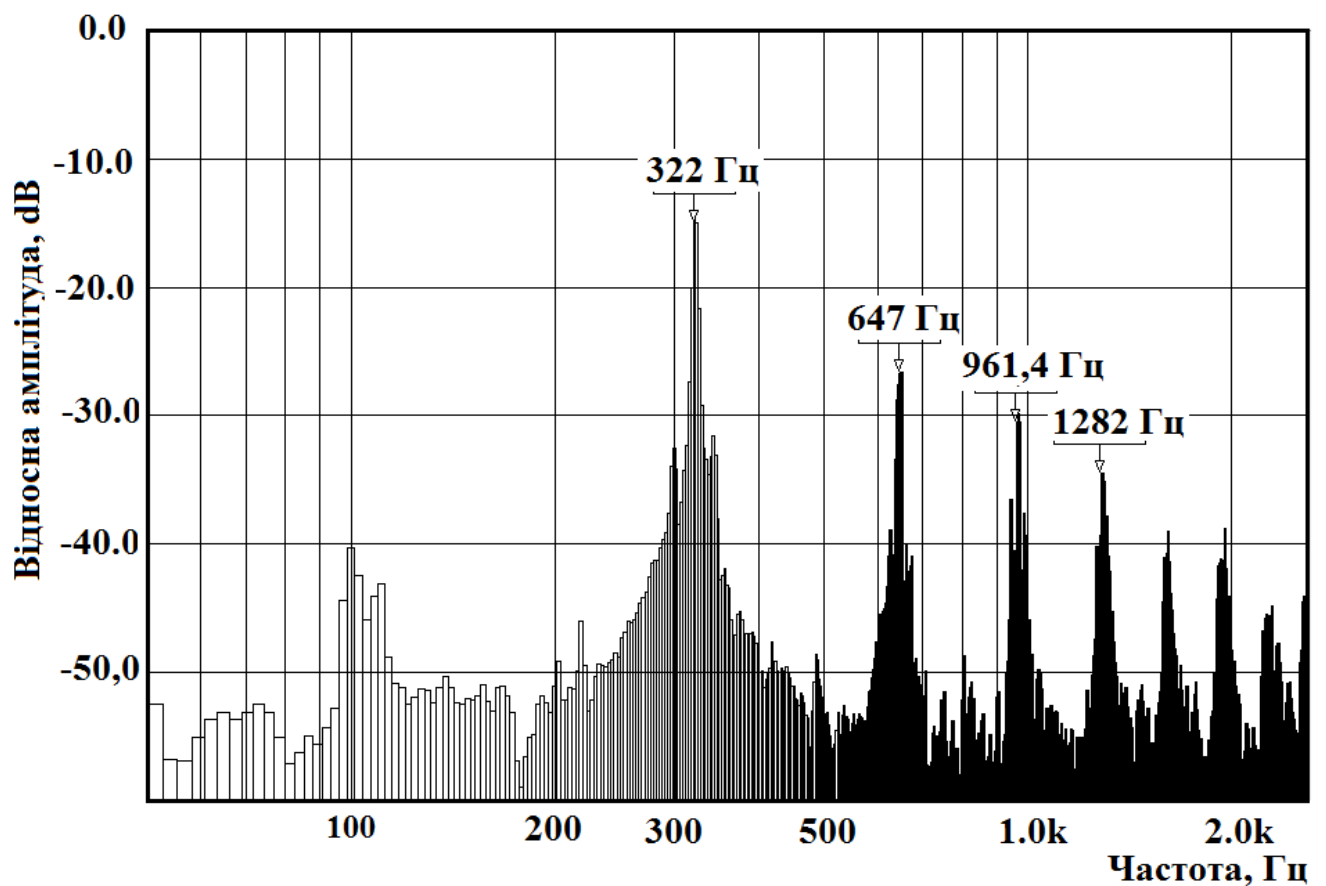
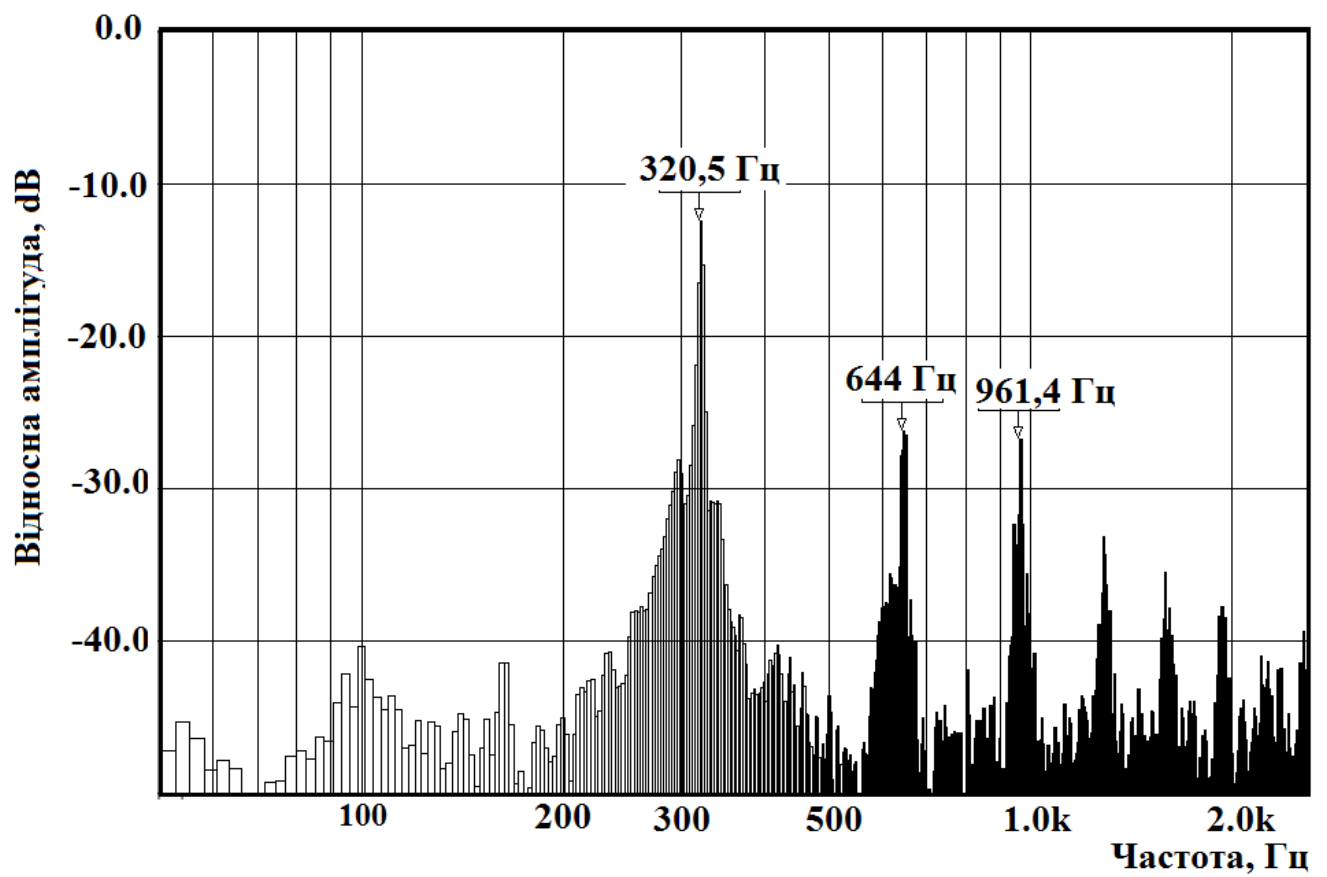


Рис.6.10. Спектр вільних коливань борштанги з орієнтованою жорсткістю -
перпендикулярно до лиски

Порівняльні випробування двох конструкцій борштанг при різанні показали, що на режимах різання - $V = 100$ м/хв., $S = 0,1$ мм/об та $t = 7,0$ мм

вібростійкість борштанги з орієнтованою жорсткістю є вищою, що проілюстровано на рис. 6.11, де показаний вигляд форми стружки.

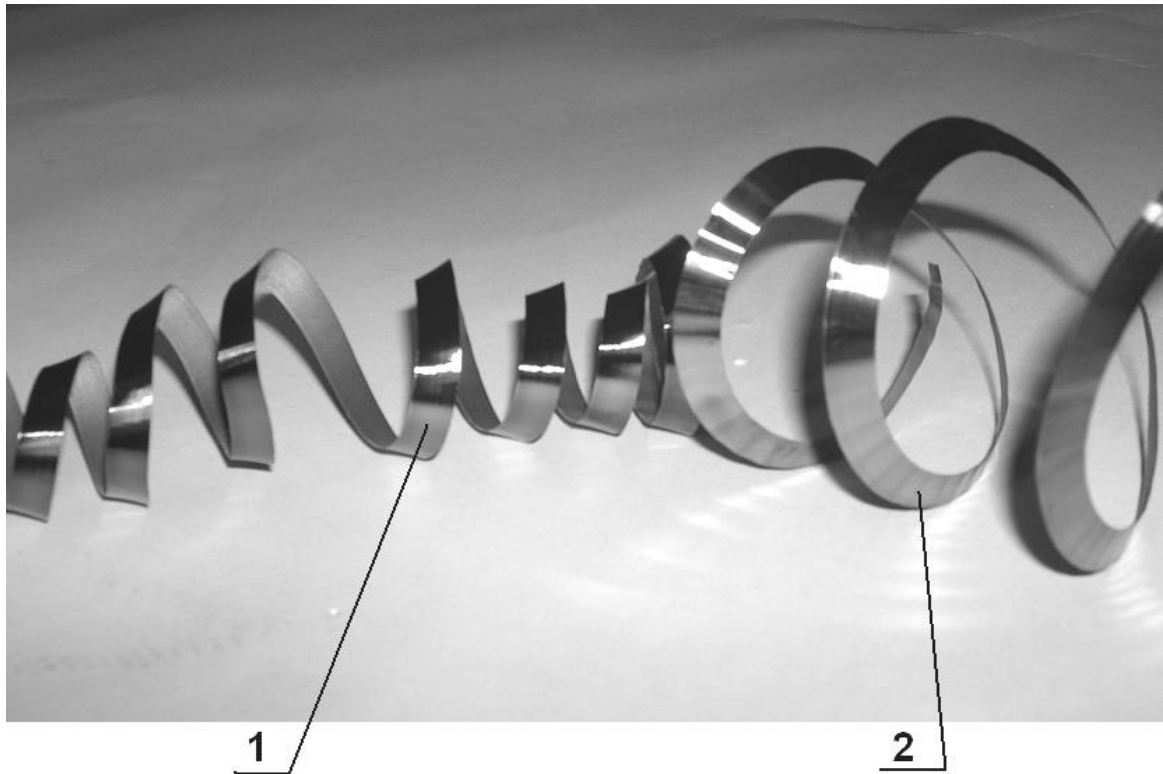


Рис. 6.11. Стружка, отримана в результаті обробки конструкційної сталі прохідним різцем з пластинкою T15K6 при режимах різання $V = 100$ м/хв., $S = 0,1$ мм/об та $t = 7,0$ мм:

1 – обробка борштангою з орієнтованою жорсткістю;

2 – обробка штатною борштангою

Із рис. 6.11 видно, що стружка після обробки борштангою з орієнтованою жорсткістю є зливною без наявних слідів вібрацій, а стружка, після обробки штатною борштангою має наявні сліди вібрацій внаслідок автоколивань консольної частини. Таким чином, розроблена конструкція борштанги з орієнтованою жорсткістю має вищу вібростійкість по відношенню до штатної борштанги. Однак, вказані результати необхідно підтвердити при обробці на токарно-карусельному верстаті у виробничих умовах.

Висновки

Як відомо, при проектуванні або при модернізації верстата основною проблемою є збереження вібростійкості процесу різання та покращення динамічних характеристик верстата. Ефективним напрямком покращення динамічної якості пружної системи інструменту верстата є вибір оптимальної орієнтації її головних осей.

При виконанні роботи отримано наступні результати:

- Розглянуто причини виникнення автоколивань під час різання;
- Виконано огляд відомих пристроїв для підвищення динамічної якості токарної обробки;
- Виконано розрахунки вузлів та механізмів токарного двошпиндельного верстата з ЧПК, як базового для досліджень;
- Розроблено математичну модель процесу розточування консольною борштангою на токарно-карусельному верстаті;
- Розроблені і розраховані твердотільні моделі штатної консольної борштанги та борштанги з орієнтованою жорсткістю методом скінченних елементів;
- Проведені теоретичні дослідження впливу конструктивних розмірів розточувальної борштанги на її статичні характеристики;
- Випробування інструментального оснащення з орієнтованою жорсткістю при різанні на стенді показали ефективність його використання для підвищення вібростійкості токарної обробки

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адаптивное управление станками / Базров Б.М., Балакшин Б.С., Баранчуков И.М., Вороненко В.П., Евсеев Б.А. и др.; Под ред. Б.С. Балакшина – М.: Машиностроение, 1973, – 688 с.
2. Адаптивное управление точностью обработки: Обзор / А.С. Колтышев, Г.А. Кухарев, Я.С. Лившиц, М.С. Невельсон, Г.А. Овчинников и др.; Под ред. М.С. Невельсона.– М.: НииМаш, 1975.– 136 с.
3. Адаптивные системы управления металлорежущими станками. Материалы научн.-технич. совещания / Под ред. А.Е. Кобринского.– М.: НииМаш, 1971.– 208 с.
4. Акинфиева Л.Ю. Методы исследования автоколебаний при резании металлов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 01.02.01– Киев, 1975.– 28 с.
5. Активный контроль в машиностроении: Справочник / Педь Е.И., Высоцкий А.В., Машинистов В.М., Соболев М.П., Шлейфер М.Л. и др.; Под ред. Е.И. Педя – М.: Машиностроение, 1978.– 352 с.
6. Базров Б. М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков.– М.: Машиностроение, 1978 – 216 с.
7. Базров Б.М. Повышение точности геометрической формы детали в продольном сечении при токарной обработке // Самоподнастраивающиеся станки. – М.: 1967.– С. 188-218. ---6.
8. Балакшин Б. С. Основы технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 1969. – 659 с.
9. Батлер В. Ш. Повышение точности обработки за счет уменьшения и компенсации упругих деформаций системы "заготовка–приспособление" возникающих под действием сил закрепления: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08/ Тульский политехн. ин-т.– Тула, 1989. – 18 с.
10. Батраков С.В., Тихомиров Б.К. Сборные токарные резцы с вибродемпфирующей державкой // Станки и инструмент.– 1990.– № 12.– С. 28-30.

11. Васин Л.А., Федин Е.И., Ямникова О.Я. Математическая модель силы резания с учетом колебаний подсистемы инструмент-заготовка // СТИН.– 1988.– №8.– С. 8-11.
12. Вильсон А.Л., Иордонян Р.В., Юдашкин Г.Л. Автоматизированный комплекс для оценки качества станочным систем // Станки и инструмент.– 1990.– № 3.– С. 4-7.
13. Влияние повторного резания по следу на автоколебания при резании //Автоматические линии и металлорежущие станки. Экспресс-информация ВИНТИ, 1983.- N 24.-с.1-11. - Реф. ст. Behavior of self-excited chatter due to multiple regenerative effect. Kondo Yoshitaka, Kavano Osamu, Sato Hisayoshi, “Trans. ASME J.Eng.Ind”, 1981, 103, № 3, 324-329.
14. Гейлер З.Ш. Самонастраивающиеся системы активного контроля размеров.– М.: Машиностроение, 1972.– 176 с.
15. Голоскоков Е.Г., Филиппов А.П. Нестационарные колебания деформируемых систем.– К.: Наукова думка, 1977.– 340 с.
16. Горбатюк Е. А. Влияние параметров переменного режима, резания на стойкость режущего инструмента.– К.:КПИ.– 1988.– 16 с.
17. Дербишер А. В. Управление технологическими процессами в машиностроении и приборостроении.– М.: Из-во стандартов, 1977.– 164 с.
18. Детали и механизмы металлорежущих станков/ Под ред. Д.Н. Решетова: в 2 т.– М. : Машиностроение, 1972.
19. Ершов А.А., Израилович М.Я., Современная технология упрочняющей обработки в станкостроении. Применение систем адаптивного управления.– М.; 1986.– 44 с.
20. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. - Л.: Машиностроение,1986.- 186 с.

21. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. -360с.
22. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с.
23. Никулин Е.А. Основы теории автоматического управления. Частотные методы анализа и синтеза систем/Учеб.пособие для вузов.-СПб.: БХВ-Петербург, 2004. – 640 с.
24. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. - М.: Машиностроение, 1973. - 184 с.
25. Шевченко О.В. Вплив напрямку головних осей жорсткості токарного верстата на статичну характеристику пружної системи різець-супорт / Вестник НТУУ “Киевский политехнический институт”, Машиностроение, вып.48, Киев, 2006. -с. 119-121.
26. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.
27. Шевченко О.В. Визначення частотних характеристик різцетримачів з пружними напрямними // Прогресивні технології і системи машинобудування / Міжнародний збірник наукових праць, – Донецьк: ДонНТУ, 2006. Вип.32. - с. 250 – 257.
28. Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. - 1997.- №2. - с.16-21.
29. Різцетримач: Патент України на корисну модель № 21427: МПК В23В 29/03/ Шевченко О.В., Вакуленко С.В., Дюмін В.А. – Опуб. 15.03.2007, Бюл. № 3. – 3 с.
30. Шевченко О.В. Вакуленко С.В. Підвищення вібростійкості токарної обробки різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості // Прогресивні технології і системи машинобудування / Міжнародний збірник наукових праць, – Донецьк: ДонНТУ, 2007. Вип.33. с.337 - 342.